



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH OLEJOVÉHO ČERPADLA PŘÍDAVNÉHO
PŘEVODU VOZIDLA TATRA T158**

DESIGN OF OIL PUMP FOR T158 TRANSFER CASE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Gášek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Martin Gášek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh olejového čerpadla přídavného převodu vozidla Tatra T158

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Převodové ústrojí nákladního automobilu bývá často vystaveno náročným podmínkám v plném zatížení. Pro spolehlivou funkci a vysokou životnost převodových agregátů vozu je nezbytné zajistit jejich správné mazání. V současnosti v určitých jízdních režimech dostatečná dodávka oleje není zaručena. V práci je řešen návrh nové konstrukce olejového čerpadla sestupné převodovky nákladního vozidla Tatra T158 Phoenix, které tyto nedostatky odstraňuje.

Typ práce: vývojová - konstrukční

Projekt: Vývojová zakázka (HS)

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je vyvinout olejové čerpadlo přídavného modulu vozidla Tatra T158 s dodávaným množstvím oleje 12 l/min, požadovaný výstupní tlak max. 1 bar.

Dílčí cíle diplomové práce:

- identifikace technických parametrů čerpadla, návrh geometrie,
- konstrukční návrh vybraného typu čerpadla,
- realizace prototypu,
- ověření návrhu zkouškami parametrů.

Požadované výstupy: funkční vzorek, průvodní zpráva, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 - 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2017.pdf

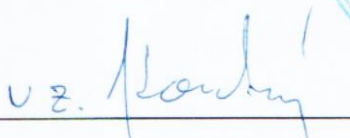
Seznam literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R. a BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. 1. vyd., 2010, VUTIAM, Brno. ISBN 978-80-214-2629-0.

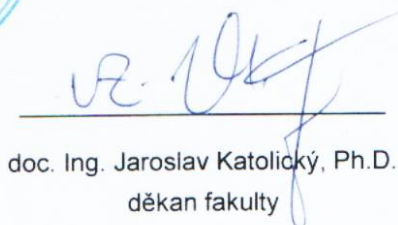
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 4. 11. 2016





prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem olejového čerpadla přídatného převodu nákladního vozu Tatra T158. Nové řešení má nahradit původní zubové čerpadlo s vnitřním ozubením, které není schopno zabezpečit spolehlivé mazání převodovky, zejména při pomalé jízdě. Zásadním problémem stávajícího řešení byla špatná nasávací schopnost, kdy zejména při zahřátém oleji započal průtok až při vysokých otáčkách. Byl zvolen návrh čerpadla na základě cyklických křivek, tzv. čerpadlo typu gerotor, které disponuje výhodným poměrem geometrického objemu ku zástavbovým rozměrům a dobrou objemovou účinností. Byl vytvořen výpočet geometrie s kontrolou funkčních parametrů (dosahované úhly záběru, průtoky, pulsace, měrný objem, měrný skluz). Vznikly dva návrhy – bez a včetně axiální kompenzace vůlí. Nová kola čerpadla bylo možné umístit do původního odlitku skříně, který byl obráběním upraven.

Provedené testy na zkušebně potvrdily dobrou sací schopnost již při nízkých otáčkách a také navýšené průtoky a tlaky. Dá se očekávat, že již nebude nutné při montáži kontrolovat sací schopnost každého čerpadla. Dosavadní zkoušky neprokázaly výrazné opotřebení součástí čerpadla a po absolvování doplňujících testů je v případě přetrvávajících pozitivních výsledků možné použití čerpadla v sériové výrobě vozu T158, případně také u dalších typů vozidel Tatra.

KLÍČOVÁ SLOVA

Olejové čerpadlo, sestupná převodovka, Tatra T158 Phoenix

ABSTRACT

This master's thesis deals with a new design of an oil pump for Tatra T158 transfer case. The new solution should replace earlier involute internal gear pump which is not able to provide sufficient lubrication. The main problem of the old design is a poor suction at low speeds of the vehicle. Gerotor type of the pump has been chosen. Its main advantages are a convenient specific flow rate and good volumetric efficiency. In an analytic calculation of the pump gearing also important functional parameters have been checked, like a pressure angle, flow rate, flow irregularity, specific flow rate, specific slipping. A design with and without axial clearance compensation is introduced.

Measurements on a test rig confirmed good suction ability even in low revs. Generated flow rate and pressure are improved. That is a good prerequisite for faster assembly of transfer case with no testing of each oil pump. The tests have not revealed any unexpected wear of parts of the pump so far. It is supposed an application of the new gerotor design in a serial production of T158 truck and other types in the future.

KEY WORDS

Oil Pump, Transfer Case, Tatra T158 Phoenix

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GÁŠEK, M. *Návrh olejového čerpadla přidavného převodu vozidla Tatra T158*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 91 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za vedení mé práce, ochotu a konzultace úskalí spojených s jejím řešením.

Dále chci poděkovat společnosti Tatra Trucks, že mi umožnila pracovat na reálném problému z praxe, což pro mě bylo motivující.

Velký dík patří Ing. Stanislavovi Wankemu z oddělení konstrukce převodových agregátů za osvětlení problematiky a odborný dohled.

Děkuji doc. Ing. Danielovi Koutnému, Ph.D., který se ujal řešení administrativy spojené s vypsáním tématu.

V neposlední řadě chci poděkovat mé rodině za maximální podporu po dobu mých studií.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „*Návrh olejového čerpadla přídatného převodu vozidla Tatra T158*“ vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka, Ph.D., a v bibliografii jsem uvedl veškerou použitou odbornou literaturu i jiné zdroje.

V Brně, dne 19. května 2017

Bc. Martin Gášek

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	10
2.1	Princip a srovnání konstrukcí čerpadel	10
2.1.1	Zubová čerpadla	10
2.1.2	Lamelová čerpadla	11
2.1.3	Pístová čerpadla	11
2.1.4	Výstředníková čerpadla (gerotor)	12
2.2	Axiální kompenzace	17
2.3	Možnosti reverzace	18
2.4	Sací a výtlačné porty	20
2.5	Kavitace	21
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	23
3.1	Vyhodnocení poznatků	23
3.2	Současné řešení	23
3.3	Cíl práce	27
3.4	Postup řešení	28
3.4.1	Návrhová část	28
3.4.2	Výrobní část	28
3.4.3	Zkušební část	28
3.4.4	Revizní část	28
3.5	Odůvodnění nutnosti a potřeby řešení	28
3.6	Konstrukční a technologické omezení	29
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	31
4.1	Návrh geometrie – typ 1 – pericykloida	31
4.1.1	Určující koeficienty	35
4.1.2	Body dotyku	36
4.2	Funkční parametry typu 1	37
4.2.1	Úhel záběru	37
4.2.2	Objemy a průtoky	38
4.2.3	Měrný skluz	41
4.3	Návrh geometrie – typ 2 – hypocykloida	44
4.3.1	Vnější rotor	45
4.3.2	Vnitřní rotor	46
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	49
5.1	Kola čerpadla	49
5.1.1	Úhel záběru	50
5.1.2	Průtok čerpadla, geometrický objem, výkonnostní parametry	51
5.1.3	Měrný skluz	51
5.1.4	Volba materiálu	53
5.1.5	Rozměrová přesnost a struktura povrchu	53
5.2	Zástavba čerpadla	59
5.2.1	Varianta s axiální kompenzací	61
6	DISKUZE	64
6.1	Experimentální ověření	64
6.2	Analýza opotřebení	71
6.3	Navrhaný další postup	73

7	ZÁVĚR	75
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	76
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	79
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	81
11	SEZNAM TABULEK	83
12	SEZNAM PŘÍLOH	84
	SAMOSTATNÉ PŘÍLOHY	85
	Příloha A	85
	Příloha B	86

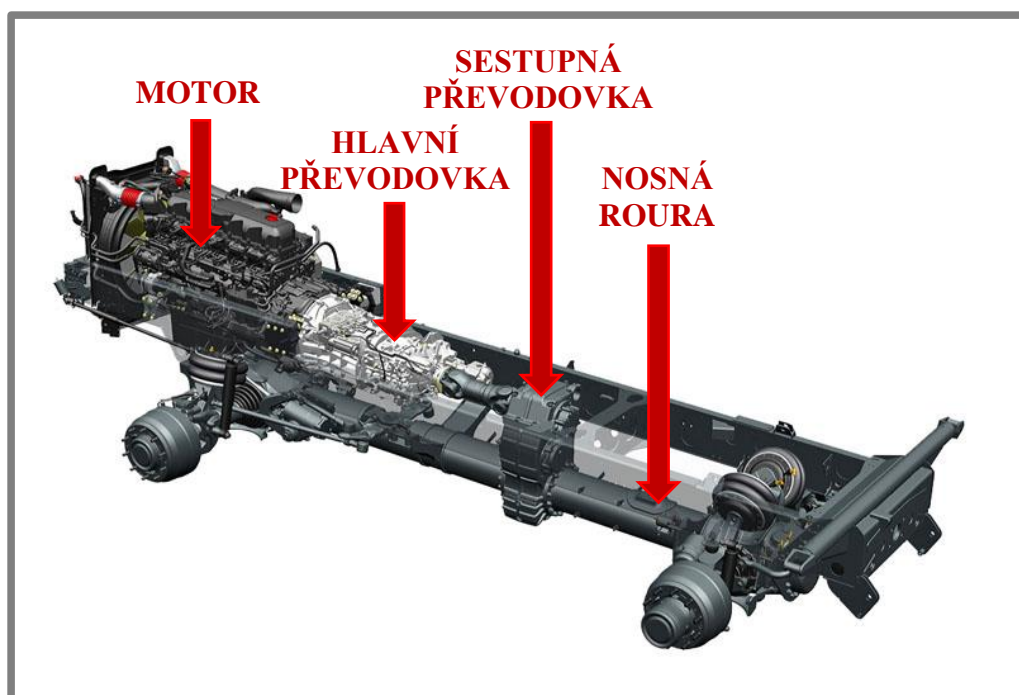
1 ÚVOD

1

Převodové ústrojí nákladního automobilu bývá často vystaveno náročným podmínkám v plném zatížení. Tím spíše toto platí pro vozidla Tatra, která jsou díky přednostem své specifické konstrukce podvozku mnohdy využívána pro provoz v těžkém terénu a ve vojenském nasazení.

Uspořádání hnacího traktu vozidel Tatra je znázorněno na obr. 1. Vozidla řady T158 používají koncepci motoru a hlavní převodovky v jednom smontovaném celku. Výkon je dále přenášen pomocí hnacího hřídele do přidavného převodu, tzv. sestupné převodovky (sestupu). Tento převod je již součástí páteřové nosné roury, kterou je krouticí moment rozveden k jednotlivým kolům vozu.

Pro spolehlivou funkci a vysokou životnost převodových agregátů vozu je nezbytné zajistit jejich správné mazání. V současnosti v určitých jízdních režimech (např. pomalá jízda po delší odstávce) dostatečná dodávka oleje není zaručena. Tato diplomová práce se zabývá návrhem nové konstrukce olejového čerpadla sestupné převodovky nákladního vozidla Tatra T158 Phoenix, jež bude vykazovat spolehlivější funkci než současné řešení, případně také urychlí kompletaci přidavného převodu při montáži.



Obr. 1 Podvozek Tatra [15]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Princip a srovnání konstrukcí čerpadel

Objemové čerpadlo (neboli hydrostatický hydrogenerátor) je vstupním prvkem hydraulického systému, pomocí kterého je energie z tuhých částí převáděna na sloupec kapaliny. Vstupním, sacím kanálem (portem) je do pracovního prostoru čerpadla nasáto médium z nádrže či nízkotlaké části obvodu. Pohybem čerpadla je přemístěno k výtlačnému kanálu, čímž se tvoří *průtok* a díky zatížení čerpadla a odporům v systému je generován rovněž *tlak* [1].

Ze široké škály hydrostatických (objemových) čerpadel lze pro naši aplikaci vzhledem k provozním podmínkám a zástavbovým rozměrům uvažovat o použití některé verze **zubového**, **lamelového** či **pístového čerpadla**. U zubových hydrostatických převodníků se kromě evolventního ozubení uplatňuje rovněž cykloidní tvar zubu (a jeho deriváty viz kap. 4.2.4) u tzv. výstředníkových (gerotorových¹) čerpadel.

2.1.1 Zubová čerpadla

Zubová čerpadla mají sice nejmenší celkovou účinnost² (0,55 – 0,9 u typů s axiální i radiální kompenzací), avšak snesou nejméně filtrovaná média, obsahují malý počet součástí a jejich výroba je relativně jednoduchá a levná. Mají dobrou samonasávací schopnost a na vstupu snášejí i mírný podtlak. Čerpadla s evolventním tvarem zubů dělíme na dva základní typy:

- s vnějším ozubením,
- s vnitřním ozubením.

Typ s vnějším ozubením patří k nejrozšířenějším objemovým hydrogenerátorům vůbec. Varianta s vnitřním ozubením musí být ve skříni doplněna o srpovitý výběžek zajišťující těsnění mezi zuby jednotlivých kol, viz obr. 2. Z tohoto důvodu, a také kvůli složitějšímu zhotovení vnitřního ozubení je náročnější na výrobu.

Geometrický objem³ je závislý na počtu zubů hnacího kola a velikosti použitého modulu ozubení, což tato čerpadla limituje v otázce rozměrů. Jejich průtokovou (objemovou) účinnost⁴ však výrazně ovlivňuje velikost axiální vůle kol ve skříni čerpadla [1][2]. Z tohoto důvodu jsou často tyto zubové hydrostatické převodníky vybaveny některým ze způsobů axiální kompenzace [3], viz kap. 2.2.

¹ Gerotor = generovaný rotor

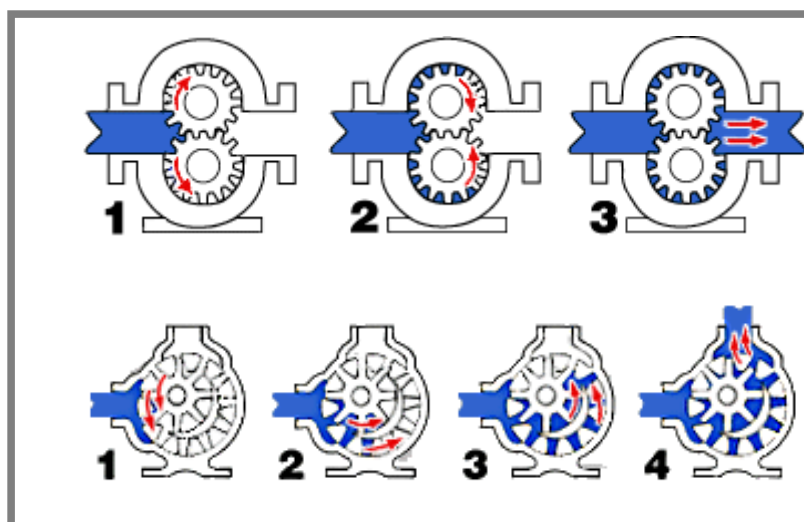
² Celková účinnost η je součinem účinnosti průtokové (objemové) η_Q a tlakové (hydraulicko-mechanické) η_p . [1]

$$\eta = \eta_Q \eta_p \quad (2.1)$$

³ Objem pracovního prostoru odpovídající jedné otáčce hnacího kola.

⁴ Vyjadřuje velikost průtokových ztrát, je definována jako poměr skutečného průtoku Q_{skut} k teoretickému Q . [1]

$$\eta_Q = \frac{Q_{skut}}{Q} \quad (2.2)$$



Obr. 2 Srovnání konstrukcí zubových čerpadel [3]

2.1.2 Lamelová čerpadla

2.1.2

Lamelová čerpadla (obr. 3) jsou tvořena rotorem, jež je vybaven výsuvnými lamelami z ořezavzdorného materiálu, které kopírují tvar vnějšího pevného kroužku čerpadlové skříně. Ty jsou vysouvány odstředivou silou, případně také pružinami. Mají několik výhod. Mezi ty největší Bohr [4] řadí samočinnou kompenzaci opotřebení (díky povysunutí lamel), což přináší stálou objemovou účinnost v průběhu provozu. Nepřetržitý těsný kontakt lamel se skříní způsobuje, že je tato účinnost vyšší než u zubových čerpadel. S tím se váže rovněž velmi dobrá samonasávací schopnost již v nízkých otáčkách. Při správné volbě materiálu je možný i krátkodobý běh nasucho. Poměr výkonu k vlastní hmotnosti je ze všech hydrogenerátorů nejpriznivější [5]. Volba použitých materiálů je klíčová, zejména pro výdrž lamel. Yong et al. [5] například využívá bronzového rotoru a lamel z polymeru PEEK ve skříní z korozivzdorné oceli, avšak médium je v tomto případě voda.



Obr. 3 Princip lamelového čerpadla [2]

2.1.3 Pístová čerpadla

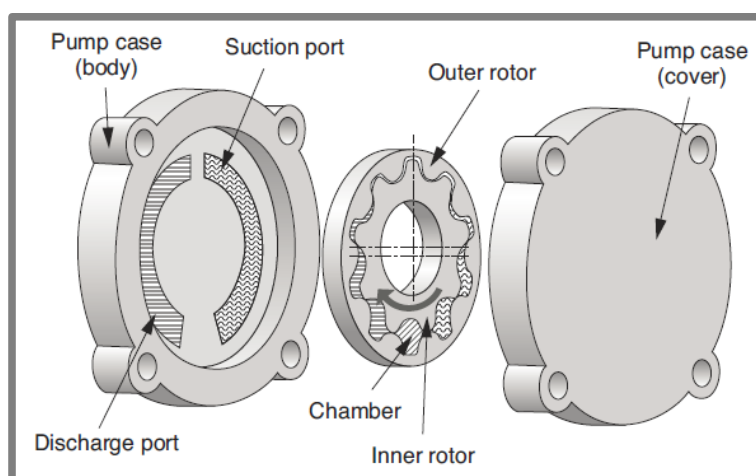
2.1.3

Největší nevýhodou pístových čerpadel je jejich konstrukční složitost s velkým počtem dílů. Obvykle používají větší počet pístů (od 3 výše) a užívají se pro vyvození velkých tlaků (stovky barů). Vyžadují co největší čistotu čerpaného média (ideálně

10 μm). Vzhledem k faktu, že ne všechny části mechanismu přijdou do styku s čerpacím médiem, je nutné řešit jejich samostatné mazání. Jako hydrogenerátor se užívá nejčastěji axiální pístový převodník [1][2].

2.1.4 Výstředníková čerpadla (gerotor)

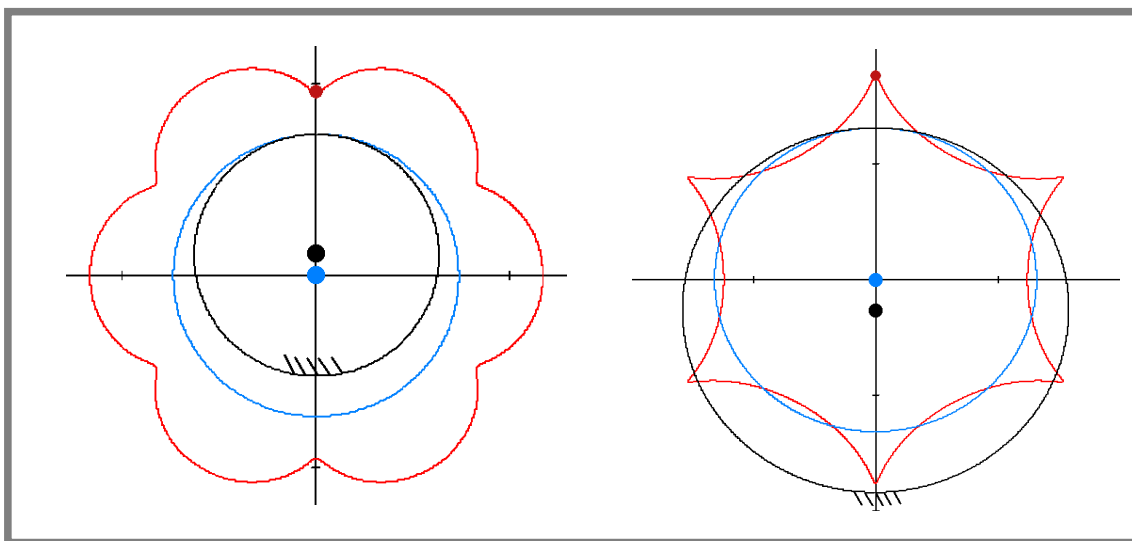
Jak již bylo zmíněno, variantou zubového čerpadla s vnitřním ozubením je výstředníkové čerpadlo, tzv. gerotor (obr. 4). Sestává se z vnitřního a vnějšího rotoru, kdy je geometrie jednoho tvořena tvarem druhého z nich při vzájemné rotaci. Vnitřní rotor má počet zubů N_1 a vnější $N_1 + 1$. Navzájem se dotýkají v $N_1 + 1$ bodech, mezi kterými se rozpínají a zmenšují komory přepravující médium. Těsnicí srpovitý výběžek se zde nenachází. Vstupní a výstupní kanál je obvykle situován axiálně, v boční stěně skříně čerpadla, což společně s jeho geometrií přispívá ke kompaktním rozměrům. Výhodou tohoto čerpadla je dlouhá životnost (díky relativně nízkým vzájemným skluzovým rychlostem a jednoduché konstrukci), nízký hluk a nízké pulsace průtoku [6]. Existují přístupy, kterými lze získat výhodný poměr geometrického objemu k celkovým rozměrům. Je možné vzájemnou rotací kol generovat vnějším rotorem se známým profilem rotor vnitřní, i opačně. Geometrie jednoho z rotorů má zuby z kruhových oblouků, přičemž tvar druhého (generovaného) rotoru je poté dán cykloidní křivkou. Ta může být tvořena odvalováním kružnice různého poloměru buďto zvenčí či zevnitř základní (pevné) kružnice; vyskytují se tedy variace epicykloidy, hypocykloidy či pericykloidy. Tvar je však vždy limitován rozměrovými podmínkami z důvodu zamezení interference a podřezávání zubů.



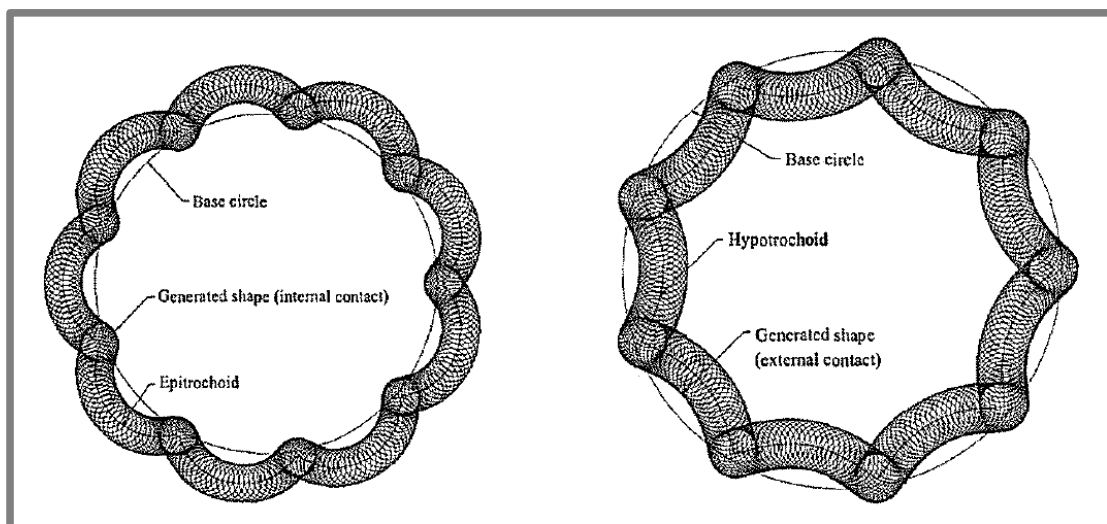
Obr. 4 Čerpadlo typu gerotor [10]

Nejobvyklejší a v literatuře nejlépe popsaná geometrie využívá pericykloidy. Tvar této křivky je dán odvalováním vnější kružnice beze smyku svou vnitřní stranou okolo menší, pevné kružnice, viz obr. 5. Jeden oběh vykreslí vždy základ jednoho zubu, který se následně periodicky opakuje. Tvořící bod běžně neleží přímo na odvalující se kružnici, ale jeho vzdálenost od středu této kružnice je větší než její poloměr. Jde tedy o pericykloidu prodlouženou. Tato křivka následně tvoří základ jednoho z kol čerpadla, jehož finální tvar je dán obálkou vzniklou oběhem kružnice viz obr. 6. Je možné využít jak vnější, tak vnitřní obálku, jak ukazuje přehled viz obr. 7 [7]. Je-li obálka interní či externí udává, je-li vytvořené kolo vnitřní či vnější. Rovněž je možné

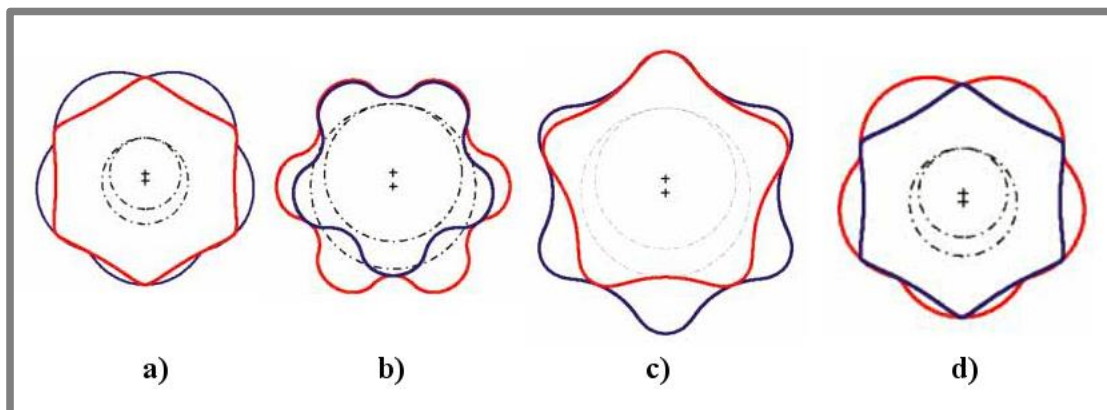
pro tvorbu tvaru kola využít hypocykloidy, kdy se vnitřní, menší kružnice pohybuje po vnitřní straně pevné, větší kružnice. Výsledný profil opět tvoří vnitřní či vnější obálka, obdobně jako v předchozím případě.



Obr. 5 Tvar pericykloidy (vlevo) a hypocykloidy (vpravo). Modře znázorněna hybná polodie.

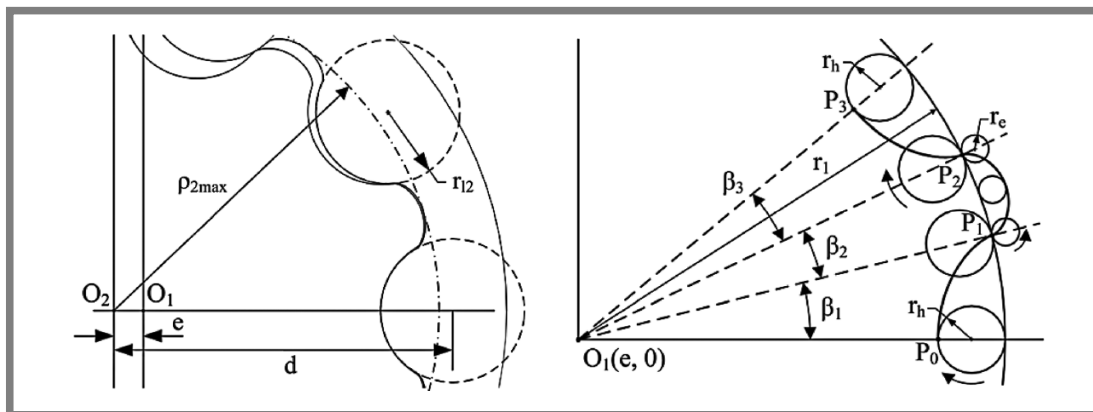


Obr. 6 Vnitřní a vnější obálka cyklických křivek vytvořená obíhající kružnicí [25]



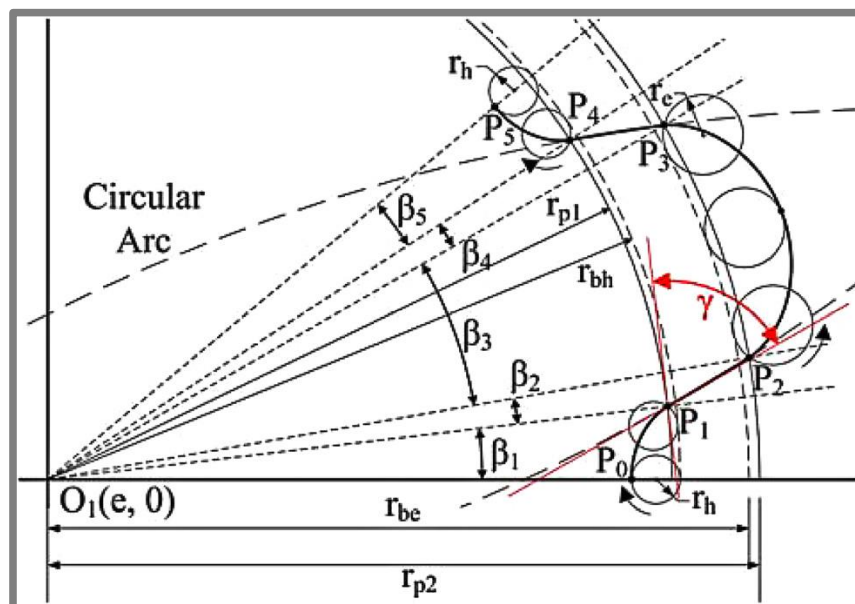
Obr. 7 Pericykloidní základ: a) vnější obálka, b) vnitřní obálka; hypocykloidní základ: c) vnější obálka, d) vnitřní obálka [7]

Vedle uvedených geometrií se využívají i jiné, méně obvyklé, někdy pouze ve fázi patentu. Kim et al. [6] popisuje čerpadlo, jehož tvar vnitřního rotoru je dán epicykloidou (tvar hlavy zubu) plynule navazující na hypocykloidu (pata zubu), viz obr. 8. Tento typ (podobně jako výše zmíněná geometrie s kruhovými oblouky) však limituje vzájemnou excentricitu rotorů a tím velikost geometrického objemu s ohledem na vnější rozměry čerpadla.



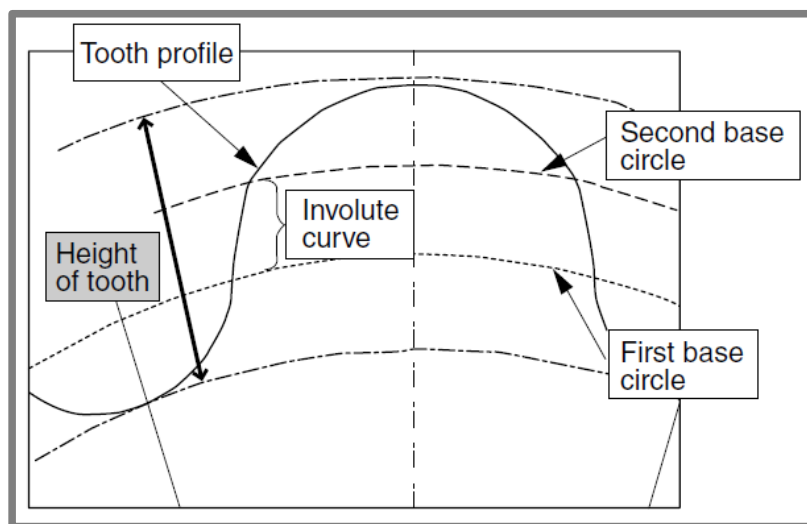
Obr. 8 Gerotor s epicykloidními a hypocykloidními oblouky (vpravo) ve srovnání s běžnější geometrií s kruhovými oblouky [6]

Aby bylo možné vyrobit čerpadlo co nejvíce kompaktní při zachování stejného objemu (a tedy i teoretického průtoku), jsou základní kružnice pro tvorbu cyklických křivek odsazeny a přechod mezi nimi je propojen kruhovým obloukem. Princip je znázorněn na obr. 9. Tečna kružnice s poloměrem r_{p1} a tečna hypocykloidy svírají úhel γ v bodě P_1 . Čím je tento úhel větší, tím je umožněna větší excentricita. Jsou uvedeny i vztahy určující jeho meze a korekce tvaru pro zamezení podřezávání zubů.



Obr. 9 Tvar vnitřního rotoru s vloženým kruhovým obloukem [6]

Podobnou úpravou se zabýval Sasaki et al. [8], jenž namísto kruhového oblouku využívá evolventy (obr. 10). Tato konstrukce je obchodně známa jako Mega-floid. Zmiňuje také hodnoty vůlí mezi částmi čerpadla, viz tab. 1. Rovněž Ranganathan et al. [9] uvádí vůle mezi profily obvyklého gerotorového čerpadla 0,07–0,12 mm a axiální vůle před záběhem 0,03 mm. Zkoumá však menší sintrovaná čerpadla o nominálním průtoku $5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ při 5000 min^{-1} . Důležitým poznatkem je snížení objemové účinnosti čerpadla pod 70 % při navýšení zubové mezery přes 0,2 mm a axiální mezery nad 0,1 mm. Co se týká drsnosti povrchu, u nového, nezaběhnutého čerpadla je na stykových profilech zubů přibližně $Ra = 0,8 \text{ } \mu\text{m}$. Při zrychleném testu opotřebení bylo pozorováno, že záběhem se drsnost vnitřního kola dále vylepší, obdobně se tak děje na bocích kol. Na vnějším kole dojde vlivem provozu k navýšení drsnosti až na $Ra = 1,5 \text{ } \mu\text{m}$ a dále se již nezhoršuje. Uvádí se, že předepsaná drsnost povrchu profilů kol při výrobě by tedy měla být stejná či nižší. V počáteční fázi dochází také k navýšení průtoku až o 25 %. Následně se však snižuje vlivem opotřebení, které nastává nejvýrazněji na vrcholcích zubů obou kol (zde dochází k největším vzájemným skluzům). Tvrdost užitých sintrovaných kol na bázi železa je min. 70 HRB, což odpovídá přibližně 120 HB.

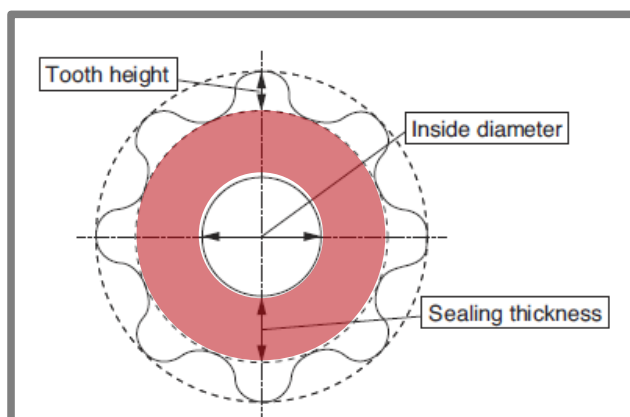


Obr. 11 Geometrie Mega-floid [8]

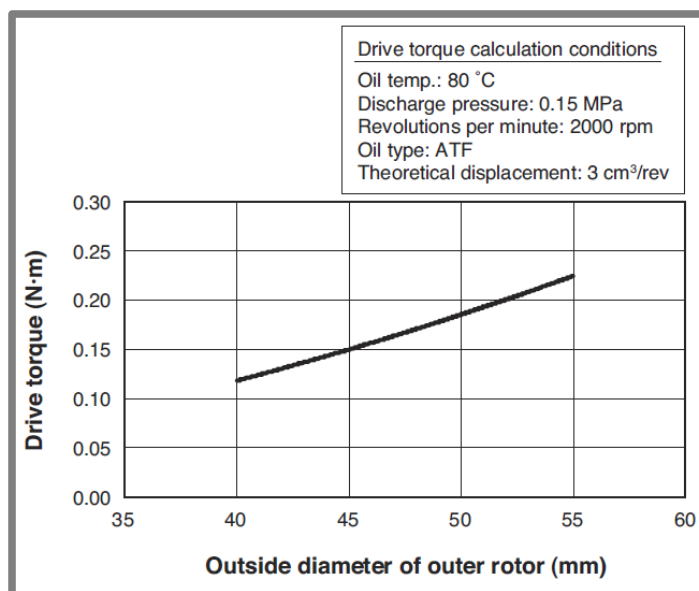
Tab. 1 Geometrie Mega-floid – tolerance (výběr hodnot) [8]

Side clearance (Inner)	0.038~0.043mm
Side clearance (Outer)	0.040~0.045mm
Body clearance	0.113~0.122mm
Tip clearance (at Top)	0.10~0.12mm

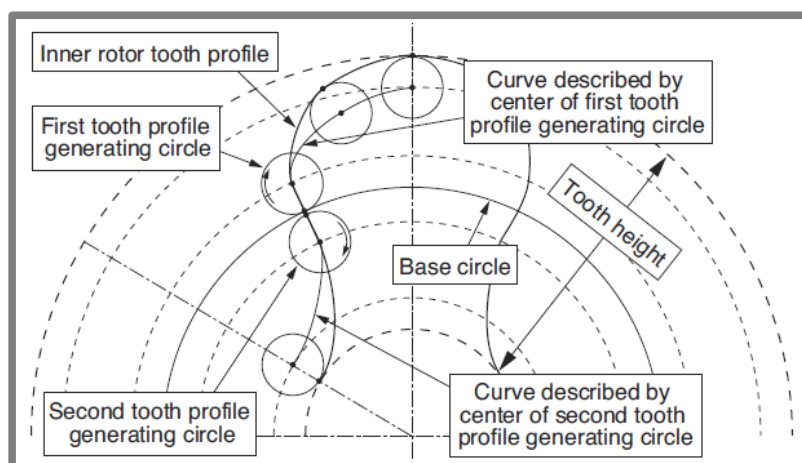
Yoshida et al. [10] poznamenal, že celkovou účinnost gerotoru ovlivňuje tření na bocích kol obou rotorů, což je dalším podnětem k miniaturizaci (obr. 11, graf 1). Přichází se svým tvarem geometrie zvaným Geocloid. Ještě lépe tak využívá prostoru čerpadla.



Obr. 11 Mrtvý prostor zvyšující tření na bocích kol (zvýrazněno červeně) [10]



Graf 1 Závislost potřebného hnacího momentu na průměru vnějšího rotoru cykloidních čerpadel [10]



Obr. 12 Geometrie Geocloid [10]

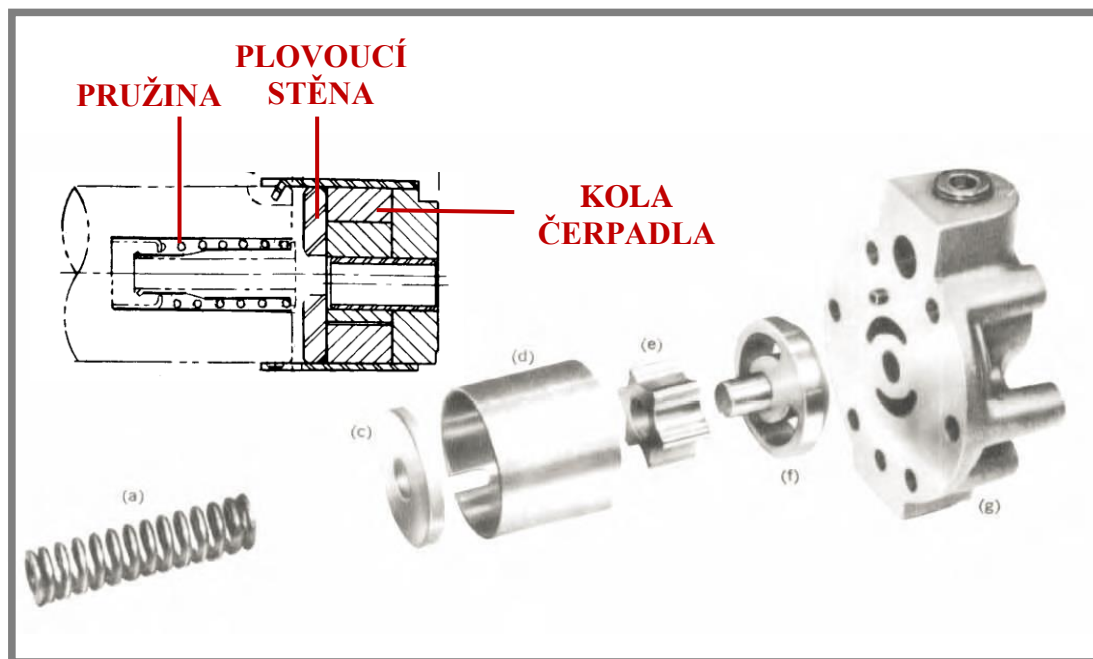
Tvorba geometrie je znázorněna na obr. 12. Tvořící kružnice nejsou pouze odvalovány po pevné polodii, avšak je měněna i poloha jejich středu. Článek bohužel blíže nepopisuje přesný postup konstrukce. Výhodami geocloidu je možná redukce rozměrů s minimálním mrtvým prostorem, čímž dochází ke zlepšení celkové účinnosti a rovněž je možné vytvořit čerpadlo s větším počtem zubů při stejných rozměrech, což vede ke zmenšení pulsací v mazacím okruhu.

Uvedené modifikace geometrií jsou v dostupných materiálech popsány většinou bez bližších matematických vztahů, zejména nebývají uvedeny kontrolní výpočty pulsací a limitů profilů, případně určení měrných skluzů, viz kap. 4.2.

2.2 Axiální kompenzace

2.2

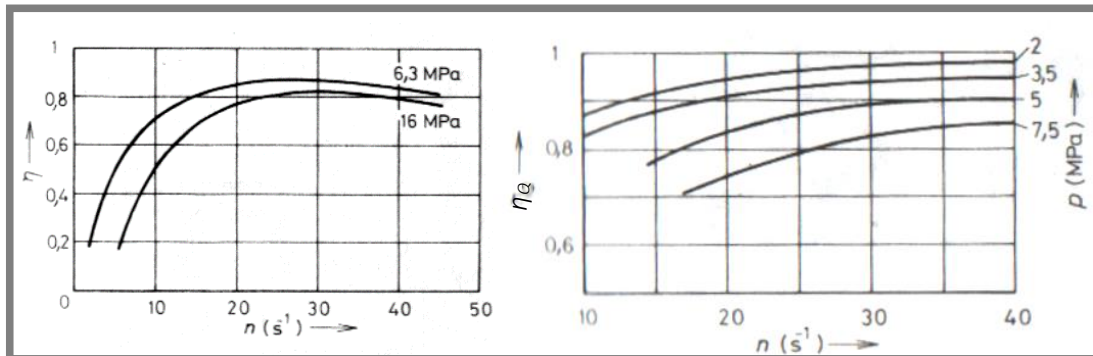
Zásadní vliv na účinnost rotačních, zejména zubových, čerpadel má velikost axiální vůle kol. Často se v jejich konstrukci užívá prvku, který tuto vůli kompenzuje. Nejjednodušším řešením je prostý přítlak plovoucí boční stěny čerpadlové skříně pružinou [1]. Problémem je, že v oblasti výstupního portu čerpadla je vyšší tlak než v prostoru sání. Stěna (např. z bronzu) je tak často přičena, což má vliv na mechanické ztráty a snížení životnosti třecích ploch při dlouhodobém provozu za vyšších tlaků. Systém může být doplněn i zavedením tlakového média z výstupu na tuto stěnu. Čerpadla sestupných převodovek jsou však nízkotlaká (max. jednotky barů), a tak lze této prosté kompenzace s výhodou využít, viz obr. 13 zobrazující konstrukci gerotoru sestupné převodovky Fabco [11].



Obr. 13 Gerotor s axiální kompenzací vůlí [11]

Sofistikovanější zubová čerpadla užívají vyvážené kompenzace vůlí. Čela jsou přitlačována pomocí tlaku kapaliny z výstupové části, avšak jejich tvar je vhodně volen tak, aby se působíště přitlačných a odtlačných sil přibližně shodovala, přičemž velikost přitlačné síly je trvale mírně větší. Toto řešení má smysl u čerpadel pracujících

při vyšších tlacích a za stálých otáček, při kterých je přítlak zaručen. Pro zubové hydrogenerátory s evolventním ozubením obecně platí, že by neměly být trvale provozovány pod hranicí otáček 600 min^{-1} , kdy je jejich celková účinnost velmi nízká, viz graf 2. Také vidíme, že je vyšší při nižších provozních tlacích [1].

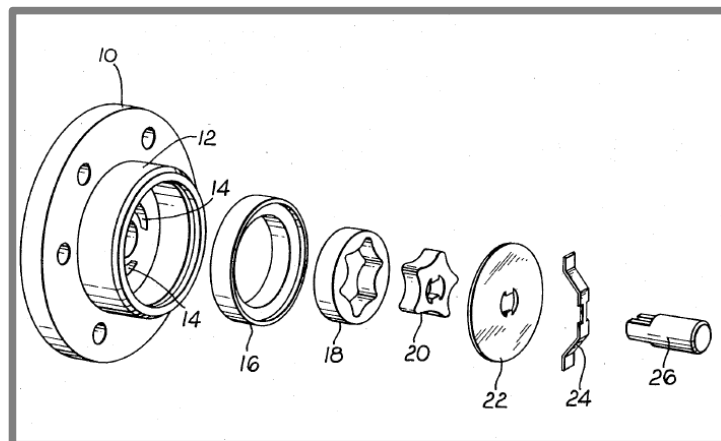


Graf 2 Celková účinnost zubového čerpadla (vlevo) a průtoková účinnost gerotoru (vpravo) v závislosti na otáčkách [1]

2.3 Možnosti reverzace

Jak bylo řečeno výše, pohon čerpadla je závislý na otáčkách výstupního hřídele hlavní převodovky. Je zřejmé, že při couvání vozidla jsou jeho otáčky opačné a mazání není funkční. Je třeba zmínit, že nákladní vozy jezdí delší úseky na zpětný chod jen zřídka a nejedná se tedy o zásadní problém. Existuje však několik patentů, které se zabývají možnostmi reverzace chodu čerpadel při zachování pozic sacího a výstupního portu.

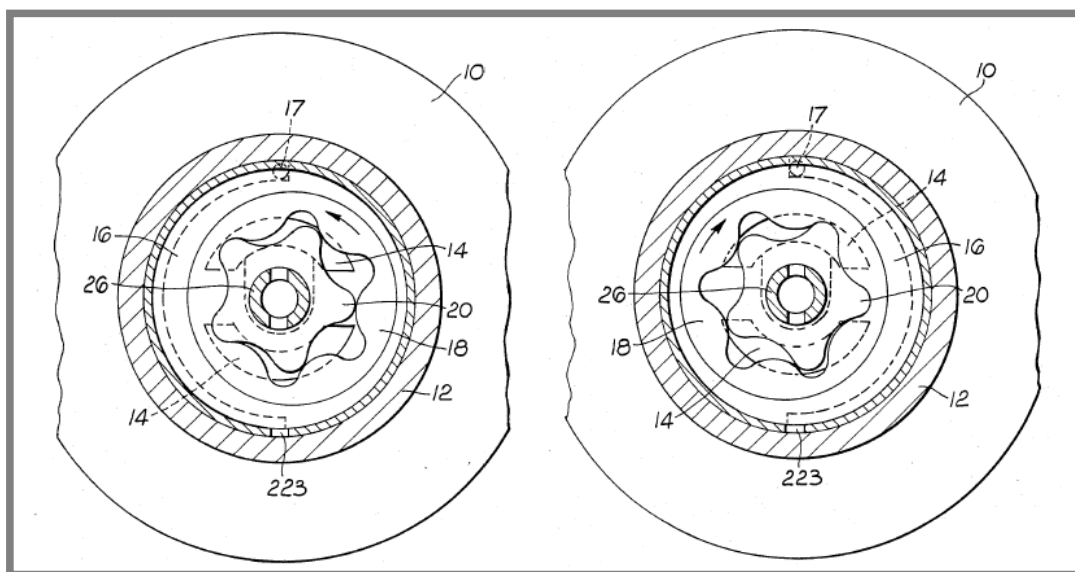
Child [12] (obr. 14) využívá listového pera (poz. 24), které slouží jednak ke kompenzaci axiální vůle a rovněž k vyvolání tření na vnější kroužek čerpadla (16) přes přítlačnou desku (22).



Obr. 14 Gerotor s reverzací pomocí přítlačné desky [10]

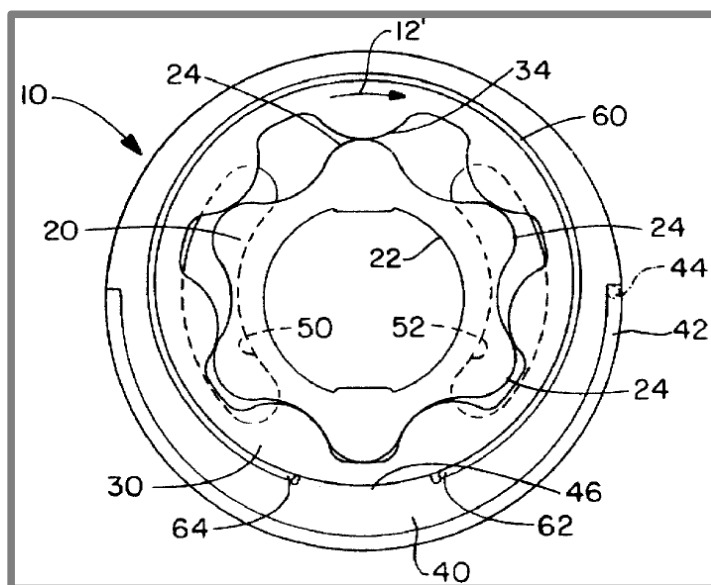
Reverzace čerpadla při změně smyslu otáčení je zřejmá z obr. 15. Nalevo je znázorněno výstředníkové čerpadlo rotující proti směru hodinových ručiček. Spodní z portů (14) je sací, horní výtlakový. O excentrický kroužek (16) je opřena zmiňovaná přítlačná deska. Při změně smyslu otáčení hnacího hřídele je vlivem tření od přítlačné desky pootočen kroužek (16) o 180° (úhel jeho natočení je dán opřením kolíku (17) o

konec půlkruhové drážky v něm). Čerpadlo tak může pracovat v opačném směru otáčení při zachování spodního sacího a horního výtlakového portu.



Obr. 15 Změna smyslu otáčení [10]

Jiného principu využívá Dick [13], viz obr. 16. Potřebné tření pro umožnění rotace uložení kol je v tomto případě vyvoláno po obvodu opásanou listovou pružinou (60). Výhodou je, že při rotaci jedním směrem dochází k mírnému odlehčení pera díky opření jeho konce do dorazu, což zlepšuje mechanickou účinnost a snižuje opotřebení pera a vnějšího rotoru. Samotný princip reverzace je shodný jako na obr. 14.



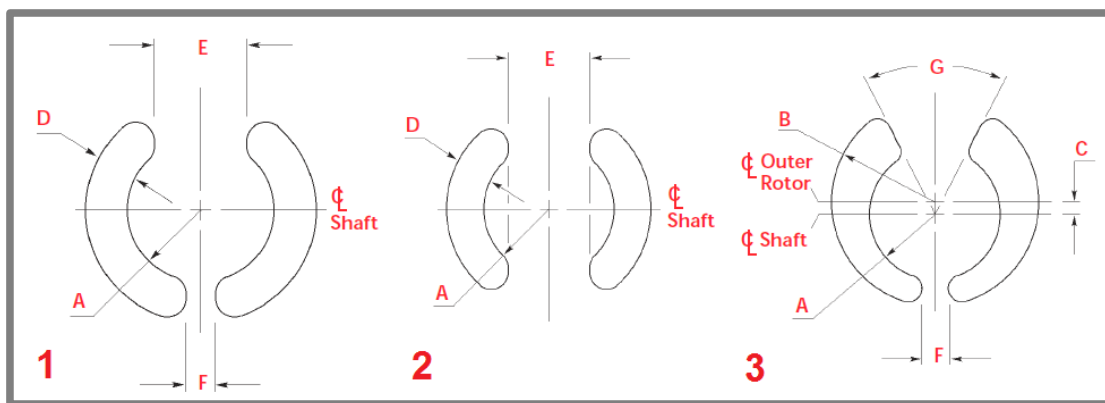
Obr. 16 Gerotor s reverzací pomocí opásané pružiny [11]

Nevýhodou využití reverzace je nutnost zachování souměrného tvaru vstupního a výstupního portu, což není ideální a dochází tak ke zhoršení účinnosti čerpadla. Podrobněji se tvarům těchto otvorů věnuje následující kapitola. Obdobný systém reverzace je možné užít i u čerpadel zubových s vnitřním evolventním ozubením.

2.4 Sací a výtlačné porty

Pro dosažení co nejefektivnějšího průtoku jakýmkoli čerpadlem je při návrhu výtlačných a zejména sacích cest důležité klást kapalině co nejméně překážek. Sání by se mělo v ideálním případě nacházet pod úrovní hladiny nasávaného média. Kde to konstrukční podmínky nedovolují, je záhodno délku a počet ohybů na přívodním potrubí minimalizovat.

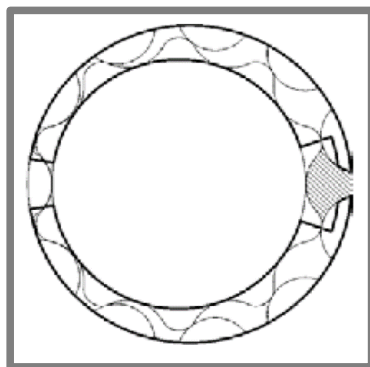
U čerpadel typu gerotor, kde je vstup a výstup realizován axiálně, mohou být porty situovány v jedné stěně i oboustranně. Je-li využito pouze jedné strany, doporučuje se doplnit protější stěnu skříň vybráním o stejném tvaru pro lepší vyvážení axiálních sil působících na kola čerpadla. Nejčastější provedení portů ukazuje obr. 17 (nákresy jsou orientovány tak, že v horní části nastává největší objem komor).



Obr. 17 Tvary sacích a výtlačných otvorů [14]

Výhoda prvního typu spočívá v jednoduchosti výroby. Rádiusy však nekopírují hranice komor v rotorech čerpadla, čímž je omezena jeho těsnicí schopnost a tato konfigurace proto není vhodná pro aplikace pracující s médii o nízké viskozitě a při větších tlacích. Použití symetrických otvorů, viz druhá varianta, je nutné u zařízení s reverzací chodu. Nejmenší ztráty průsakem a lepší plnění než první typ vykazuje varianta 3. Rozměry E, F, G jsou dány body dotyku kol, které uzavírají komoru s nejmenším, resp. největším možným objemem, tzn. komora není spojena s žádným portem pouze velmi krátkou dobu, během které nedochází ke změně jejího objemu. Vzhledem k nevyhnutelným nepřesnostem celého mechanismu tohoto ideálního stavu nelze zcela dosáhnout. Pokud je vzdálenost mezi porty menší, než délka komory vytvořené mezi zuby kol, dochází k proudění kapaliny mezi sáním a výtlačem a objemová účinnost je snížena. Je-li naopak vzdálenost mezi otvory větší, je komora uzavřena po delší dobu rotace soukolí, její objem se mění a v kapalině tudíž dochází ke změnám tlaku, což může způsobovat kavitaci, případně vibrace, hluk nebo blokaci čerpadla vlivem minimální stlačitelnosti média [15].

Kim et al. [14] popisuje návrh portů, které tyto nežádoucí stavy výrazně potlačují. Prostor mezi otvory na straně komory s největším objemem je doplněn o odlehčovací drážky (obr. 18), které zkracují dobu, po kterou je objem mezi zuby čerpadla uzavřen. Plocha sacího, resp. výtlačného okna se zmenšuje a zvětšuje rychleji, což snižuje tlakové špičky při přechodu kapaliny mezi porty.

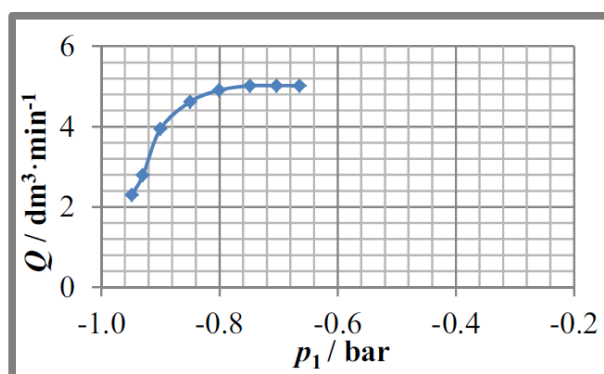


Obr. 18 Tvar otvorů s odlehčovacími drážkami [14]

2.5 Kavitace

2.5

Jelikož v jakémkoli čerpadle může dojít k lokálnímu vytvoření podtlaku (např. na vstupu či při zvětšování sacích komor) a změnám rychlosti proudění, může v přenašeném médiu docházet ke kavitaci⁵. Sikora et al. [16] provedli experimenty zkoumající vznik kavitace v minerálním oleji. Z jeho závěrů vyplývá, že bubliny se začínají tvořit přibližně při tlaku -0,7 bar (relativní tlak vzhledem k atmosférickému tlaku, obr. 19). Od hodnoty -0,8 bar znatelně klesá průtok v systému (graf 3).

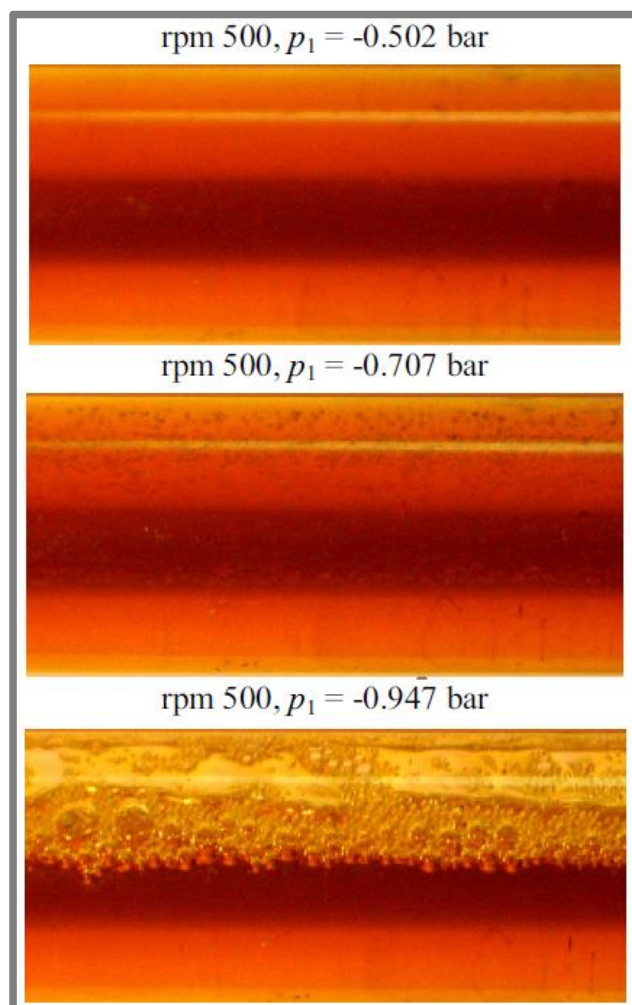


Graf 3 Znázornění průtoku na tlaku [12]

Dle [15] je pro potlačení kavitacních jevů v gerotorovém čerpadle (při použití převodového oleje jakožto čerpaného média) důležité splnění tří podmínek:

- dodržení maximální obvodové rychlosti vrcholu zubu vnitřního kola pod $15,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- dodržení maximální rychlosti proudění kapaliny na vstupu čerpadla do $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- sací vedení realizováno s přihlédnutím k co nejmenším ztrátám.

⁵ Jedná se o jev, kdy se při lokálním rychlém poklesu tlaku v kapalině tvoří bubliny syté páry. Jakmile podtlak pomine, bubliny zanikají, což je příčinou rázových vln v kapalině, namáhajících okolní materiál. Kavitace je doprovázena hlukem, snižuje účinnost hydraulických strojů a může být příčinou mechanických poruch. [34]



Obr. 19 Formování bublin v minerálním oleji [12]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

3.1 Vyhodnocení poznatků

3.1

Pro konstrukční složitost, výrobní náklady a nutnost jemné filtrace oleje není vhodné pro naši aplikaci použití pístového čerpadla, také vzhledem k faktu, že si vystačíme pouze s nízkými tlaky (jednotky barů). Lamelová čerpadla mají mnoho pozitivních vlastností, jejich sací schopnost a objemová účinnost je velmi dobrá. Snažíme se však navrhnout řešení s co nejdelší životností (ideálně po celou dobu provozu vozidla) a neustálý třecí kontakt lamel se skříní čerpadla vnáší rizika nutné preventivní údržby. Především materiál lamel by bylo nutné volit nejen s ohledem na otěruvzdornost, ale také na neustálé působení převodového oleje při provozních teplotách až 130°C.

Čerpadlo typu gerotor je v podobných aplikacích užíváno často. Má výhodný poměr geometrického objemu k celkovým rozměrům a stejný počet dílů jako stávající řešení. Mazací okruh i samotná skřín čerpadla a převodu vyžadují jen drobné úpravy. Vhodný tvar umožňuje navýšení geometrického objemu při zachování šířky kol. To jednak vede k zvětšení průtoku a tlaků, což do jisté míry nevadí (nesmí dojít k výraznému nárůstu teplot) a také pomůže vyrovnat ztráty vlivem axiální vůle. V následujícím postupu se budu zabývat návrhem tohoto typu čerpadla.

Jak již bylo zmíněno, nepožadujeme generování vysokých tlaků. Z tohoto důvodu se zdá vhodné použití prosté axiální kompenzace pružinou, také s ohledem na fakt, že je využíváno i u jiných výrobců přídatných převodů. Tato úprava by mohla rovněž pomoci při zachování stávajícího zubového čerpadla, cykloidní tvar gerotoru však účinnost mazání dále vylepší.

Maximální ohled je třeba brát na co největší spolehlivost systému. Jelikož zařízení pro reverzaci chodu čerpadel jsou povětšinou založeny na třecím přenosu sil, existuje riziko (např. při větším znečištění oleje), že neproběhne úplně, což by mohlo být pro funkci hnacího ústrojí fatální. Dlouhodobější couvání je spíše ojedinělou záležitostí a otáčky čerpadla jsou navíc v tomto režimu velmi nízké. Průtoková účinnost je tak značně omezena a mazání by pravděpodobně ani při užití této úpravy nebylo dostatečné. Ve svém řešení od tohoto upouštím.

Sací a výtláčový port bude proveden s využitím odlehčovacích drážek pro snížení tlakových špiček v čerpadle. Při výpočtu funkčních parametrů čerpadla je vhodné zkontrolovat, zdali podmínky v systému nemohou zapříčinit kavitační jevy.

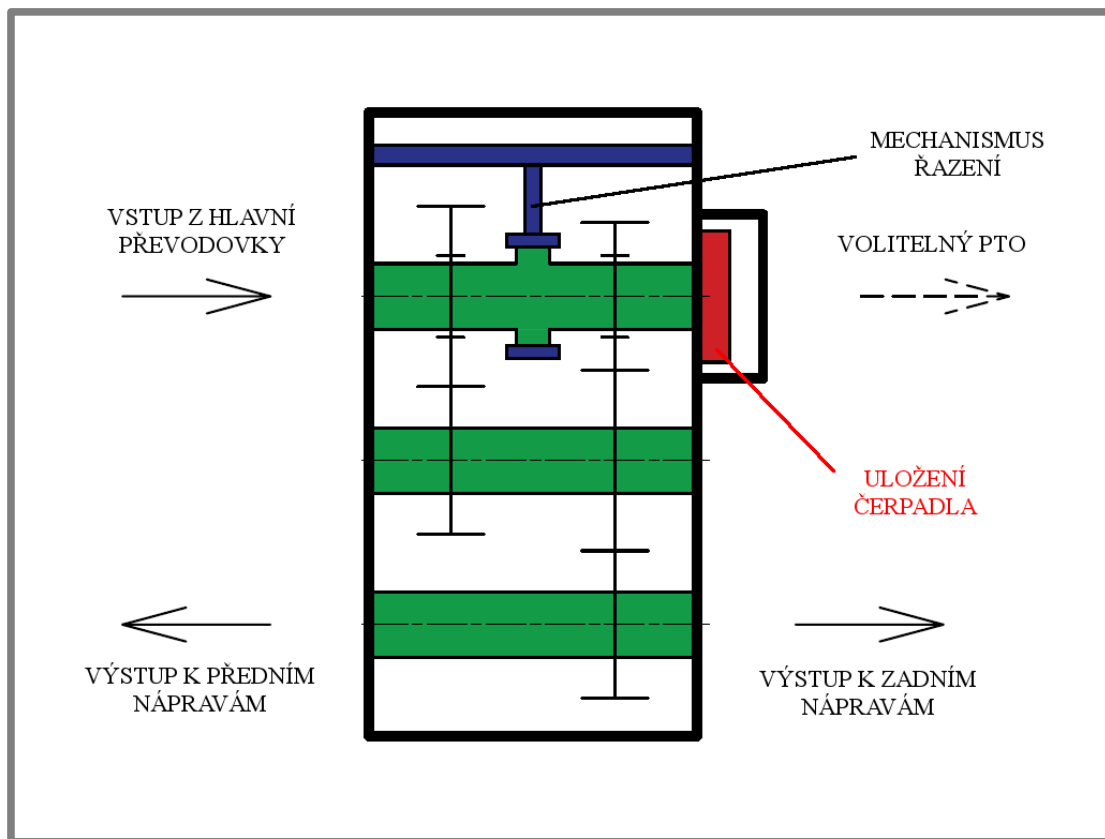
3.2 Současné řešení

3.2

Sestupná převodovka slouží k přenosu výkonu z výstupu hlavní převodovky do centrální nosné roury vozu a dále k nápravám a kolům. Může být jedno-, či dvoustupňová. Dvoustupňové provedení se užívá zejména u vozidel, u kterých je vyžadována zvýšená průchodnost terénem.

Skřín převodu má přibližné rozměry: výška 1000 mm, šířka 500 mm, délka 500 mm. Ve skříní jsou nad sebou podélně ve směru jízdy umístěny tři hřídele. Na horním hřídeli, jenž je hnaný z výstupu hlavní převodovky, je u dvoustupňové varianty volnoběžně uložena dvojice ozubených kol na jehlových ložiscích (u jednostupňového pouze jedno kolo). Přesunutím řadicího mechanismu k jednomu či druhému z kol je zařazen příslušný převodový stupeň a otáčivý pohyb je přes střední hřídel přenášen na

hřídel dolní, který je oběma svými konci napojen na hřídele v nosné rouře. Schéma viz obr. 20.



Obr. 20 Schéma přídatného převodu – dvoustupňová varianta

Převodovka je mazána převodovým olejem specifikace SAE 75W-90. Množství náplně je přibližně 10 litrů (hladina se nachází 75 mm pod osou spodního hřídele). Interval výměny náplně je 100 000 km. Pro zajištění dodávky oleje na ozubení kol a do ložisek je užito zubového čerpadla s vnitřním ozubením. Jeho vnitřní kolo je poháněno horním hřídelem převodovky, jeho otáčky jsou tudíž přímo úměrné rychlosti vozidla. Pohybují se od 0 min⁻¹ do cca 2300 min⁻¹. Je umístěno na zadní straně skříně viz obr. 21. Na stejnou stranu hnací hřídele je za čerpadlo volitelně montován přídatný pohon externích zařízení (PTO, Power Take-off).

Využijeme-li vztahů z literatury, pro přibližný geometrický objem čerpadla V_0 platí výpočet 3.1 [1]:

$$V_g = 2\pi b m^2 N_1 \quad (3.1)$$

kde:

- b [mm] - šířka zubů kol čerpadla
- m [mm] - modul ozubení
- N_1 [-] - počet zubů hnacího kola

Pro použité čerpadlo platí: $b = 12$ mm, $m = 3,5$ mm, $N_1 = 21$. Po dosazení získáváme $V_g = 19\,396$ mm³.

Přesnějšího výsledku však dosáhneme sečtením objemů jednotlivých zubových mezer obou kol. Pro tento účel bylo ozubení vymodelováno v programu Autodesk Inventor. Abychom získali co nejpřesnější tvar evolventy, byl využit náčrt ozubení včetně korekcí zhotovený pomocí doplňku TrueGear v programu Autodesk AutoCAD Mechanical.

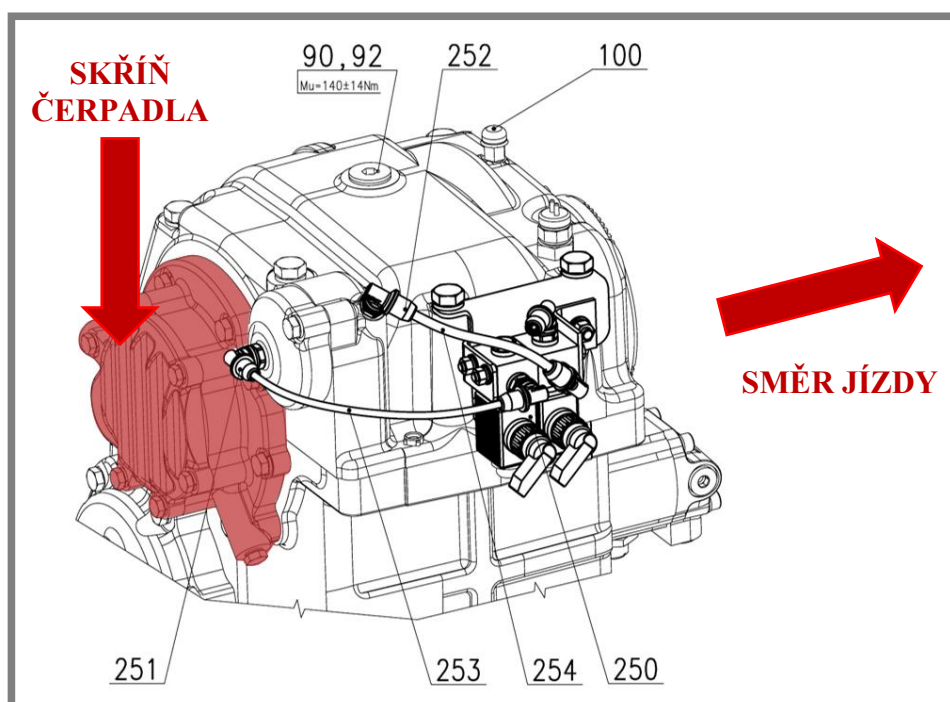
Objem zubové mezery vnějšího kola: $V_{zmout} = 362 \text{ mm}^3$

Objem zubové mezery vnitřního kola: $V_{zmin} = 424 \text{ mm}^3$

Geom. objem je dán jednou otáčkou hnacího kola, objem mezer tedy násobíme počtem zubů N_1 , viz vztah 3.2:

$$V_{gzm} = N_1(V_{zmout} + V_{zmin}) \quad (3.2)$$

Po dosazení činí $V_{gzm} = 16\,506 \text{ mm}^3$.

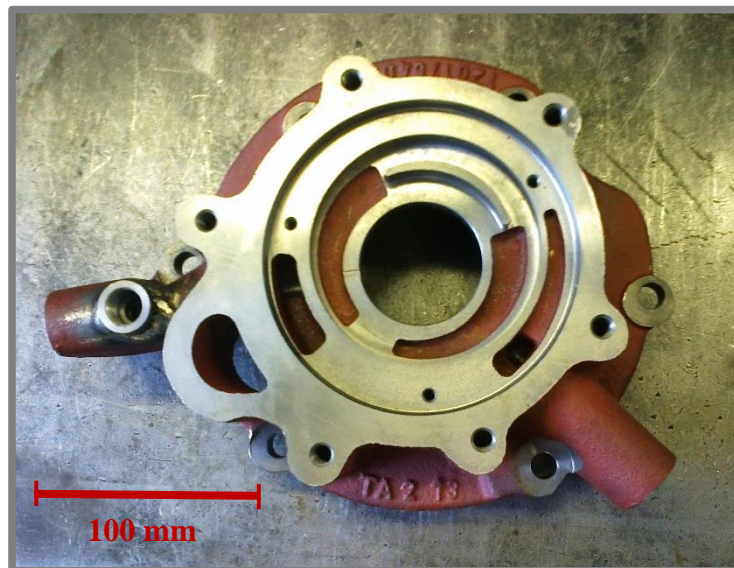


Obr. 21 Umístění olejového čerpadla na horní části sestupné převodovky [16] (upraveno autorem)

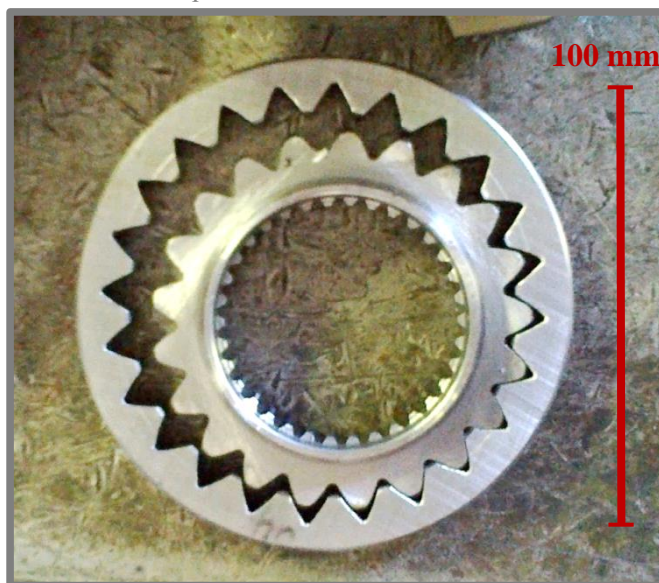
Současné řešení vykazuje několik problémů. Největším z nich je nutnost relativně vysokých otáček pro nasátí čerpadla po delší odstavce, tedy tehdy, když systém není zaplněn olejem. Vstup čerpadla je od hladiny oleje vzdálen téměř 600 mm. Čerpadla jsou vždy před montáží zkoušena, zdali dokáží nasát při otáčkách přibližně 300 min^{-1} (zkušební náběh na 1000 min^{-1} za 30 s). Pokud tomu tak není, je testována jiná kombinace skříně a kol čerpadla, což prodlužuje montáž a není zde zaručena úplná montážní zaměnitelnost součástí.

Zubové čerpadlo sestupné převodovky T158 (obr. 22, obr. 23) nedisponuje žádnou kompenzací axiální vůle. Jak je zřejmé ze zkušebních protokolů zadavatele [17], pokud je u sériových kol čerpadla (šířka 12 mm) axiální vůle blízká 0,1 mm,

čerpadlo často nasává až při otáčkách 1000 min^{-1} a vzniká tak jízdní režim, kdy není převod mazán. Uložení testovaného čerpadla bylo H8/d7, tudíž maximální vůle mohla být až 0,094 mm. Byla provedena zkouška s čerpádlem o axiální vůli 0,025 mm, což vedlo při otáčkách 500 min^{-1} ke spolehlivému nasátí i při teplotě oleje 90°C . Dosažení takto úzkých výrobních tolerancí je však problematické a stále by bylo nutné každé čerpadlo jednotlivě spasovávat.



Obr. 22 Těleso čerpadla



Obr. 23 Ozubená kola čerpadla (průměry patních kružnic $\varnothing 70 \text{ mm}$, resp. $\varnothing 94,5 \text{ mm}$)

Zajímavým poznatkem je rovněž užití nestandardního úhlu záběru $\alpha_0 = 30^\circ$. Dle výpočtů v literatuře [18] však tato veličina nemá podstatný vliv na funkci čerpadla (ať už navýšení průtoku, či jeho pulsace).

Ke snížení objemové účinnosti může vést fakt, že kola čerpadla jsou na čelech sražena (zkosení $1+0,3 \times 45^\circ$), což opět není běžné. Snahou je hrany na zubech srážet co nejméně.

3.3 Cíl práce

3.3

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh olejového čerpadla pro mazání přídatného převodu (tzv. sestupu) nákladního vozu Tatra T158 Phoenix.

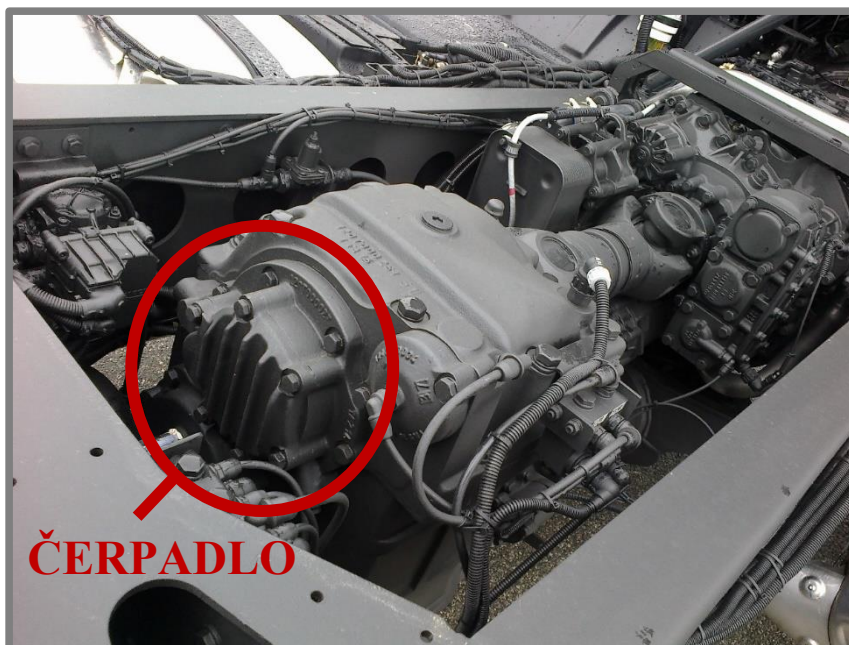
Parametry:

Dodávané množství oleje při 1000 min^{-1}	$12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
Požadovaný tlak na výstupu při 1000 min^{-1}	1 bar

Současné řešení (zástavba viz obr. 24) vykazuje problémy s nasáváním při nezaplněném systému olejem. Příčinou jsou zejména nízké počáteční otáčky v kombinaci s vlivem axiální vůle. Ačkoli má v současnosti používané zubové čerpadlo s vnitřním ozubením výhody především v jednoduché výrobě a schopnosti pracovat i s hrubě filtrovaným médiem, je žádoucí použít pro nové řešení jiného typu.

Dílčím cílem je rovněž nastavit parametry a konfiguraci čerpadla, pokud možno tak, aby byla usnadněna montáž a nebylo nutné každý kus testovat na zkušebně.

Výsledný návrh má být vyroben a podroben zkouškám na zkušebně firmy Tatra Trucks. Bude provedeno srovnání se současnou konstrukcí. Vedle návrhu samotného čerpadla je nutné provést také úpravy čerpadlové, případně i převodové skříně s ohledem na zástavbové možnosti ve voze.



Obr. 24 Sestupná převodovka se skříní čerpadla, montáž ve voze

3.4 Postup řešení

3.4.1 Návrhová část

- Několik návrhů geometrie gerotorového čerpadla, zejména s ohledem na dostupnost výpočetních podkladů.
- Výpočet parametrů čerpadla (především geometrický objem, průtok), vliv teploty na rozměrové změny.
- Implementace systému axiální kompenzace vůlí.
- Návrh testovací skříně čerpadla.
- Zajištění technologičnosti výroby všech komponent.

3.4.2 Výrobní část

- Zadání výroby testovacích kol čerpadla a testovací skříně s axiální kompenzací firmě Tatra Trucks, případně externí společnosti.

3.4.3 Zkušební část

- Otestování navržených vzorků – porovnávací zkoušky se stávajícím řešením (hledisko: nasávací schopnost, průtok, tlak, teplota).

3.4.4 Revizní část

- Zhodnocení testů na zkušebně a případné navržení úprav a dalšího postupu.
- Analýza opotřebení.

3.5 Odůvodnění nutnosti a potřebnosti řešení

Očekává se, že nová konstrukce vyřeší dlouhodobý problém s nedostatečnou funkčností čerpadla při nízkých otáčkách, zejména neschopností nasát olej při zavzdušněném sání. Tento nedostatek se nejvýrazněji projevuje u vozidel pohybujících se pomalou rychlostí (vozy nasazené v těžkém terénu (obr. 25), verze „agrotahač“, apod.), kde jsou nadměru zatížena zejména kuželíková ložiska hřídelů převodu a jehlové klece v uloženíh ozubených kol.

Dalším důležitým přínosem nové konstrukce má být zmiňované zjednodušení a urychlení montáže, neboť by měla odpadnout jednak nutnost kompletovat každé čerpadlo a skříň s ohledem na axiální tolerance a rovněž testování každého celku zvlášť.

Bude-li tedy výsledné řešení shledáno vyhovujícím, povede to ke zvýšení spolehlivosti hnacího ústrojí vozidla.



Obr. 25 Tatra T158 Phoenix [17]

3.6 Konstrukční a technologické omezení

3.6

Jak již bylo uvedeno, olejové čerpadlo je situováno na volném konci horního hřídele sestupného převodu. Nabízí se jeho přemístění na hřídel střední, který je blíže k hladině oleje, což problémy s nasátím může zmírnit. Otáčky tohoto hřídele jsou však v jednostupňové variantě, či při zařazeném prvním stupni u dvoustupňového typu nižší – převodový poměr je vůči hornímu hřídeli 1,36 v jednostupňové variantě, ve dvoustupňové 1,33 (1. st.), resp. dle typu 0,88 či 0,7 (2. st.). Byť jsou tedy při zařazeném druhém stupni otáčky středního hřídele vyšší, při zařazeném prvním stupni (tedy právě v situaci, kdy se vozidlo pohybuje nižší rychlostí) by otáčky mohly být pro nasátí nedostatečné.

Řazení převodu je prováděno přesuvníkem na horním hřídeli. Na tutéž stranu hřídele, na které se nachází skříň s čerpadlem, je volitelně montován pomocný pohon, který může pohánět nejrůznější zařízení a mechanismy (hasičské čerpadlo, štěpkovač, vrtnou soupravu apod.) při stojícím vozidle. Pro jeho využití je nutné sestupnou převodovku vyřadit do neutrálu. V této konfiguraci výstupní hřídel hlavní převodovky pohání pouze horní hřídel sestupného převodu a ostatní hřídele a všechna převodová kola jsou v klidu. Z uvedeného je zřejmé, že je nutné ponechat umístění čerpadla na původní pozici, neboť při provozu PTO je horní hřídel jediný, který je schopen čerpadlo roztáčet, a zajistit tak v každém provozním režimu mazání ložisková uložení hřídele a kol. Teoreticky je možné přemístit systém řazení na střední hřídel a v budoucnu se o této úpravě uvažuje, což by otevíralo možnost přemístění čerpadla na jeho volný konec, avšak je zde nutné se vypořádat s přenosem větších momentů, což klade nároky na robustní a spolehlivý řadicí mechanismus.

Další možností může být implementace zpřevodování náhonu čerpadla pro zvýšení jeho otáček. Byť by tato úprava pomohla zlepšení funkce v nízkých rychlostech, může naopak dojít k nepřípustnému zvýšení otáček špičkových, což může vést

k vyššímu opotřebení a tvorbě kavitačních jevů. Navíc by bylo nutné provést rozsáhlé úpravy spojené se zástavbou mechanismu.

Automobilka Tatra Trucks v roce 2016 vyrobila 1326 vozů všech specifikací. Typ T158 Phoenix je v nabídce od roku 2011, přičemž tisíce kusů byl dodán zákazníkovi v březnu 2017. Do budoucna se počítá s nárůstem o několik set vozů – konkrétně v roce 2017 je plánována výroba 1700 vozidel všech typů [19][20]. Přesto se však (i při započtení potřebných náhradních dílů) jedná o malý objem výroby ve vztahu k jednotlivým komponentám. Proto je vhodné díly pro čerpadlo vyrábět běžně dostupnými konvenčními technologiemi obrábění, nikoliv např. pomocí práškové metalurgie, což by bylo velmi neekonomické. Na druhou stranu se díky malosériové výrobě otevírají možnosti pro využití jiných postupů, např. EDM obrábění, které by při masové produkci uplatnitelné nebyly.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

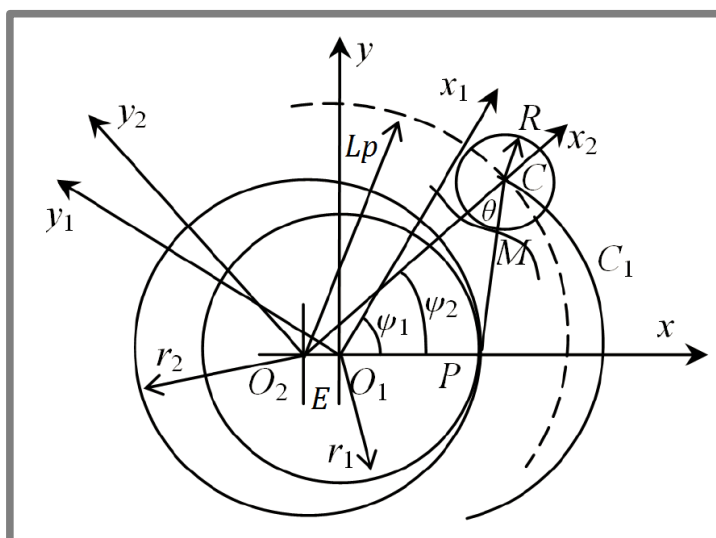
4.1 Návrh geometrie – typ 1 – pericykloida

V této variantě výpočtu vycházíme z [21], [22] a uvažujeme, že vnější rotor se sestává z kruhových oblouků o poloměru R v počtu $N_1 + 1$ a vnitřní rotor vychází z principu pericykloidy, viz obr 27. Jak bylo zmíněno, jde o cyklickou křivku, která je tvořena odvalováním kružnice (hybné polodie) svou vnitřní stranou po vnější straně menší, pevné kružnice. Pro návrh geometrie byl vytvořen program v prostředí PTC Mathcad (viz příloha C). Využíváme tří souřadných systémů. Systém O_1xy (S_b) je základní, $O_1x_1y_1$ (S_1) rotuje společně s vnitřním rotorem (O_1 je jeho středem) a $O_2x_2y_2$ (S_2) rotuje společně s vnějším rotorem (O_2 je jeho středem). Úhel natočení S_1 , resp. S_2 vůči S_b je značen φ_1 , resp. φ_2 .

Určující parametry (viz obr. 26):

N_1 [-]	- počet zubů vnitřního kola
r_1 [mm]	- poloměr roztečné kružnice vnitřního kola
R [mm]	- poloměr zubu vnějšího kola
L_p [mm]	- vzdálenost středu oblouku zubu vnějšího kola C od středu O_2

Úhel natočení hybné polodie je značen φ a za jeden oběh bod C , který se pohybuje společně s touto polodií vykreslí část pericykloidy, která je základem jednoho zubu.



Obr. 26 Varianta 1 - geometrie vnitřního rotoru [21]

Ostatní veličiny jsou již na těchto parametrech závislé:

N_2 [-]	- počet zubů vnějšího kola
-----------	----------------------------

$$N_2 = N_1 + 1 \quad (4.1)$$

r_2 [mm] - poloměr roztečné kružnice vnějšího kola

$$r_2 = \frac{N_2 r_1}{N_1} = E N_2 \quad (4.2)$$

E [mm] - excentricita kol

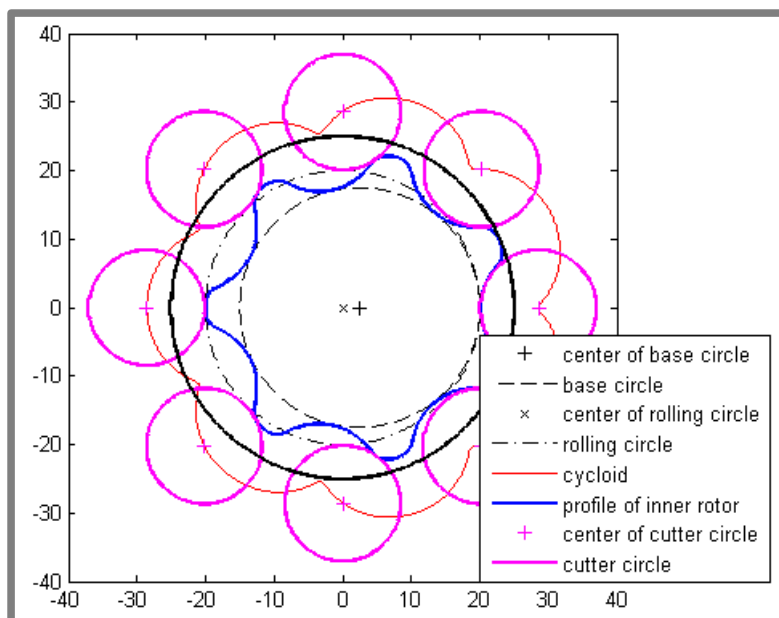
$$E = r_2 - r_1 \quad (4.3)$$

φ_1 [rad] - úhel natočení vnitřního kola

$$\varphi_1 = N_2 \varphi \quad (4.4)$$

φ_2 [rad] - úhel natočení vnějšího kola

$$\varphi_2 = N_1 \varphi \quad (4.5)$$



Obr. 27 Geometrie typu 1 [21]

Ačkoli je obecně možné vytvořit cykloidní křivku z parametrů o libovolných hodnotách, musíme zaručit, aby byl tvar vnitřního rotoru plynulý, bez smyček a ostrých singularit. K tomu je nutné splnit následující geometrickou podmínku ve vztahu k R [23]:

$$R_{max} = \frac{\sqrt{3^3} \sqrt{N_1 (L_p^2 - r_2^2)}}{\sqrt{(N_2 + 1)^3}} \quad (4.6)$$

Známe-li R , L_p a r_b , je tvar vnějšího rotoru plně určen. Pro vytvoření kompletního tvaru vnitřního kola je nutno vnější kružnici odvalit o úhel $2\pi N_2$ rad. Výsledná

geometrie vnitřního kola čerpadla je určena obálkou vytvořenou pohybující se kružnicí po vytvořené pericykloidě, viz obr. 6. Pro výpočet souřadnic bodu C , jehož pohyb v závislosti na úhlu natočení vytváří cyklickou křivku (a zároveň je středem zmíněné kružnice), je nutné znát hodnotu úhlu θ mezi spojnicí $\overline{O_2C}$ a normálou \overline{PC} ke křivce. S využitím sinové věty v trojúhelníku ΔPCO_2 získáme následující vztah, jež je nazýván *rovnici záběru cykloidního ozubení*:

$$K_p \sin \theta = \sin(\varphi_2 + \theta) \quad (4.7)$$

kde K_p odpovídá *poměru zkrácení*:

$$K_p = \frac{L_p}{r_2}, [-] \quad (4.8)$$

Hodnotu K_p limituje splnění podmínky (4.6). Je-li $K_p = 1$, tvořící bod pericykloidy leží na hybné polodii. Při $K_p > 1$ je výsledkem pohybu prodloužená pericykloida, resp. při $K_p < 1$ zkrácená pericykloida. Při výpočtu vnitřního rotoru bude vždy hodnota $K_p > 1$. Rovnici (4.7) je možné přepsat do tvaru, ze kterého je snadné vyjádřit hodnotu θ :

$$\tan \theta = \frac{\sin \varphi_2}{K_p - \cos \varphi_2} \quad (4.9)$$

Pozice bodu C v souřadném systému S_2 je dána vektorem:

$$\mathbf{r}_{C2} = [L_p \quad 0 \quad 0 \quad 1]^T \quad (4.10)$$

Pro přenos souřadnic mezi souřadnými systémy využijeme transformační matici ve tvaru:

$$\mathbf{M}_{12} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) & -\sin(\varphi_1 - \varphi_2) & 0 & -E \cos \varphi_1 \\ -\sin(\varphi_1 - \varphi_2) & \cos(\varphi_1 - \varphi_2) & 0 & E \sin \varphi_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Pro zobrazení bodu C v S_2 platí:

$$\mathbf{r}_{C1}(\varphi) = \mathbf{M}_{12} \mathbf{r}_{C2} = \begin{bmatrix} L_p \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - E \cos \varphi_1 \\ -L_p \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + E \sin \varphi_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Při přepisu do kartézských souřadnic získáváme parametrické rovnice prodloužené pericykloidy:

$$\begin{aligned}x_{c1} &= L_p \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - E \cos \varphi_1 \\y_{c1} &= -L_p \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + E \sin \varphi_1\end{aligned}\quad (4.13)$$

Jak bylo řečeno, skutečný tvar vnitřního rotoru je ekvidistanční k pericykloidě, a to o vzdálenost R směrem ke středu. Bod vzájemného dotyku kol M vždy leží na úsečce \overline{PC} . Parametrické rovnice vnitřního profilu v systému S_1 mají tvar:

$$\begin{aligned}x_{M1} &= L_p \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - E \cos \varphi_1 - (R + v) \cos(\varphi_2 - \varphi_1 + \theta) \\y_{M1} &= L_p \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + E \sin \varphi_1 - (R + v) \sin(\varphi_2 - \varphi_1 + \theta)\end{aligned}\quad (4.14)$$

Uvedený výpočet je doplněn o hodnotu v , což je velikost zamýšlené vůle mezi koly, která je z technologických a funkčních důvodů (teplotní roztažnost) nevyhnutelná. Vnitřní kolo je o tuto vůli menší [24].

Nyní již známe kompletní profil vnějšího i vnitřního kola čerpadla. Pro vytvoření tvaru vnitřního kola lze však užít i následujícího výpočtu dle [25].

Uvedené parametrické rovnice pericykloidy (4.13) lze přepsat do následujících jednodušších tvarů:

$$\begin{aligned}x_{c1} &= L_p \cos\left(\frac{\varphi_2}{N_1}\right) - E \cos\left(\frac{N\varphi_2}{N_1}\right) = L_p \cos \varphi - E \cos(N_2 \varphi) \\y_{c1} &= L_p \sin\left(\frac{\varphi_2}{N_1}\right) - E \sin\left(\frac{N\varphi_2}{N_1}\right) = L_p \sin \varphi - E \sin(N_2 \varphi)\end{aligned}\quad (4.15)$$

Jednotkový normálový vektor ke křivce reprezentuje následující vztah:

$$\mathbf{n}_{c1} = \frac{\frac{d\mathbf{r}_{c1}}{d\varphi}}{\left|\frac{d\mathbf{r}_{c1}}{d\varphi}\right|}\quad (4.16)$$

Po derivování získáme:

$$\begin{aligned}\frac{dx_{c1}}{d\varphi} &= T_{x1} = -L_p \sin \varphi + EN_2 \sin(N_2 \varphi) \\ \frac{dy_{c1}}{d\varphi} &= T_{y1} = L_p \cos \varphi - EN_2 \cos(N_2 \varphi)\end{aligned}\quad (4.17)$$

Protože obecně je normála kolmice k tečně t dané křivky, platí, že je-li sestrojena v bodě $x(t)$, $y(t)$, pak má normálový vektor tvar $-y'(t)$, $x'(t)$, resp. $y'(t)$, $-x'(t)$, podle toho, na kterou stranu od křivky směřuje [26]. Dosazením derivovaných tvarů poté získáváme:

$$\begin{aligned} n_{xC1} &= \frac{-T_{y1}}{\sqrt{T_{x1}^2 + T_{y1}^2}} \\ n_{yC1} &= \frac{T_{x1}}{\sqrt{T_{x1}^2 + T_{y1}^2}} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Parametrické rovnice profilu vnitřního kola v systému S_1 pak mají tvar:

$$\begin{aligned} x_{M1} &= x_{C1} + n_{xC1}R \\ y_{M1} &= y_{C1} + n_{yC1}R \end{aligned} \quad (4.19)$$

4.1.1 Určující koeficienty

4.1.1

Vstupními parametry pro výpočtový program tvarů kol čerpadla jsou pouze počet zubů N_2 , excentricita kol E , šířka kol b a vzdálenost L_p . Právě posledně jmenovaný rozměr je určující pro jeden ze základních koeficientů K_p (poměr zkrácení, viz výše), na kterém závisí další funkční parametry, především koeficient c [27]:

$$c = \frac{R}{E} \quad (4.20)$$

Koeficient K_p má vliv na limity tohoto parametru. Aby bylo zamezeno interferenci a podřezávání profilů zubů, musí platit vztah, který vychází z geometrické podmínky viz výše:

$$c_{max1} = \frac{R_{max}}{E} \quad (4.21)$$

Zároveň však je nutné dodržet:

$$c_{max2} = N_2 K_p \sin \frac{\pi}{N_2} \quad (4.22)$$

Platí:

$$c_{max} = \min(c_{max1}, c_{max2}) \quad (4.23)$$

Limitní poloměr kružnice r_b , do které lze čerpadlo jako celek vepsat, je definován:

$$r_b = E(K_p N_2 + 2) - R \quad (4.24)$$

Poloměr zvoleného spojovacího oblouku zubů vnějšího kola r_s musí být tedy vždy větší než r_b . Jde o oblast, kde z kinematického hlediska není nutné, aby se kola dotýkala.

Pro minimální hodnotu c musí opět platit dvě podmínky. První z nich souvisí s hodnotou r_b :

$$c_{min1} = K_p N_2 + 2 - \frac{r_b}{E} \quad (4.25)$$

Rovněž musí z důvodu vyrobitelnosti a smontovatelnosti platit:

$$r_s < L_p, \quad (4.26)$$

což je vyjádřeno nerovností:

$$c > 2 \quad (4.27)$$

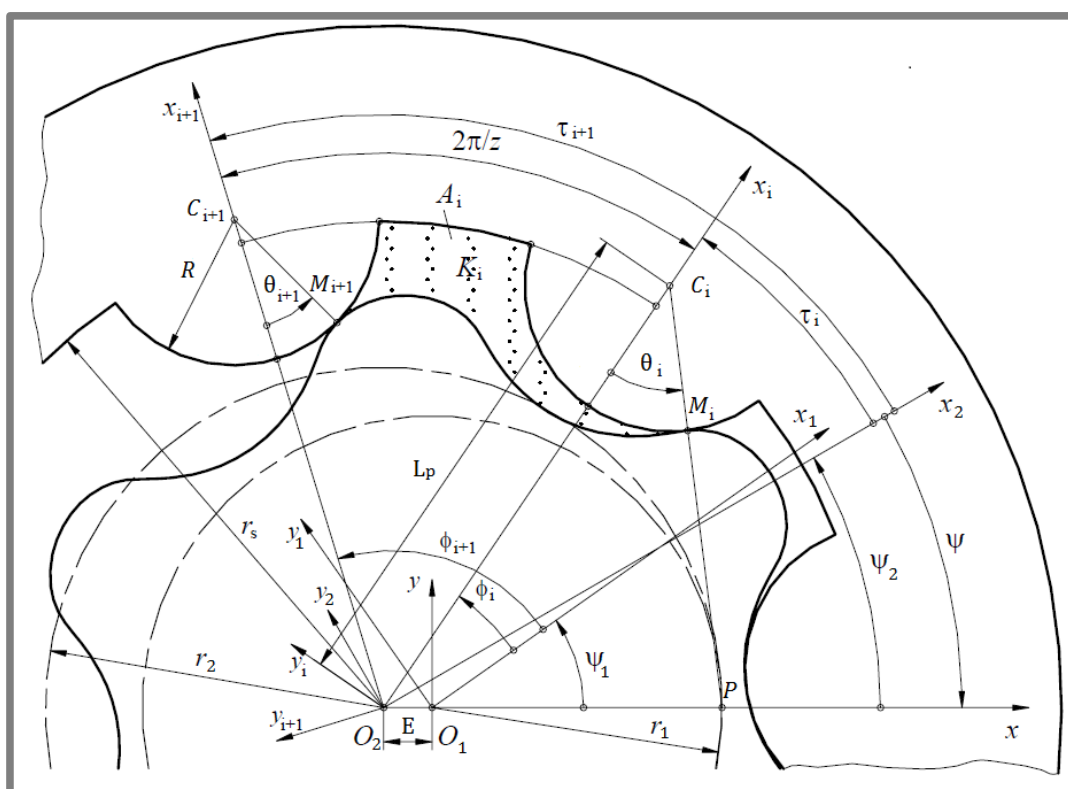
Z uvedeného vyplývá:

$$c_{min} = \max(c_{min1}, 2) \quad (4.28)$$

4.1.2 Body dotyku

Označme úhel, který svírá osa x systému $O_2x_2y_2$ a spojnice počátku souřadnic se středem i -tého vnějšího zubu jako τ_i (viz obr. 28). Je vyjádřen následujícím vztahem [28]:

$$\tau_i = \frac{\pi(2i - 1)}{N_2} \quad (4.29)$$



Obr. 28 Geometrie čerpadla [28]

Úhel θ je následně možné zapsat jako:

$$\theta_i = \arctan \frac{\sin(\tau_i - \varphi_2)}{K_p - \cos(\tau_i - \varphi_2)} \quad (4.30)$$

Pro souřadnice bodů dotyku v $O_2x_2y_2$ i -tého zubu v závislosti na úhlu natočení vnějšího kola φ_2 platí:

$$\begin{aligned} x_{Mi} &= E(N_2 K_p \cos \tau_i - c \cdot \cos(\tau_i + \theta_i)) \\ y_{Mi} &= E(N_2 K_p \sin \tau_i - c \cdot \sin(\tau_i + \theta_i)) \end{aligned} \quad (4.31)$$

Pozice bodů dotyku je důležitá zejména při určování polohy vstupního a výstupního portu čerpadla a úhlu záběru.

4.2 Funkční parametry typu 1

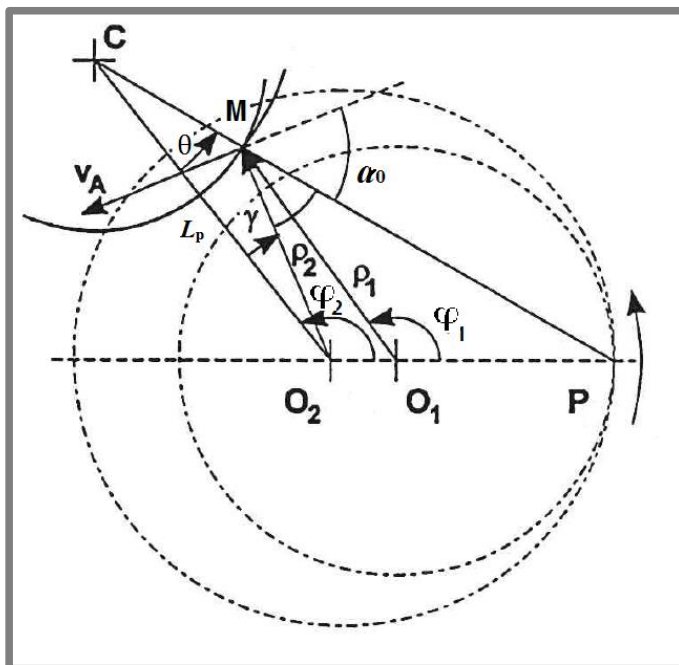
4.2

4.2.1 Úhel záběru

4.2.1

Pomocí vztahu níže získáme vzdálenost bodu dotyku od středu vnějšího kola [22]:

$$\rho_2 = \sqrt{x_M^2 + y_M^2} \quad (4.32)$$



Obr. 29 Poloha bodu dotyku [22]

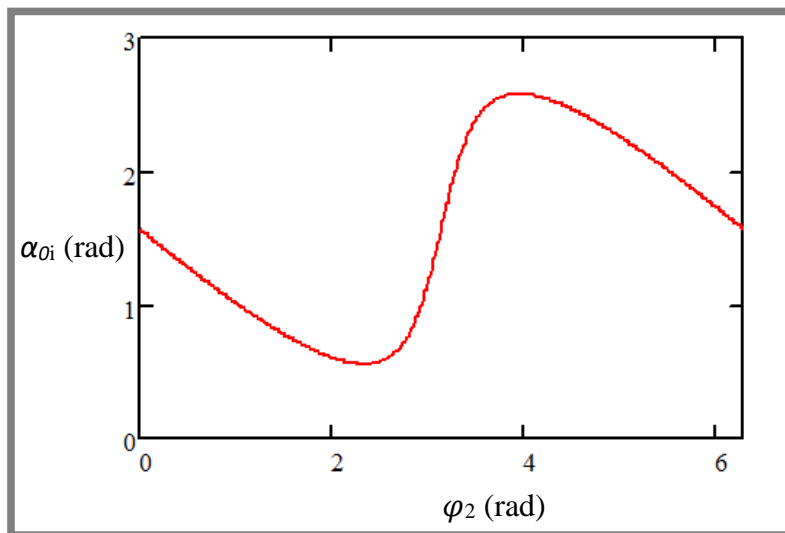
Uvažujeme-li trojúhelník ΔO_2MC , pomocí sinové věty získáváme hodnotu úhlu γ (viz obr. 29):

$$\gamma = \arcsin \frac{R \cdot \sin \theta}{\rho_2} \quad (4.33)$$

Z výše uvedených hodnot jsme schopni určit úhel záběru jednotlivých zubů. Tato hodnota je na rozdíl od standardně používaného evolventního ozubení proměnná.

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \theta - \gamma \quad (4.34)$$

Periodickou závislost úhlu záběru pro i -tý zub ilustruje následující graf 4:



Graf 4 Úhel záběru pro i -tý zub

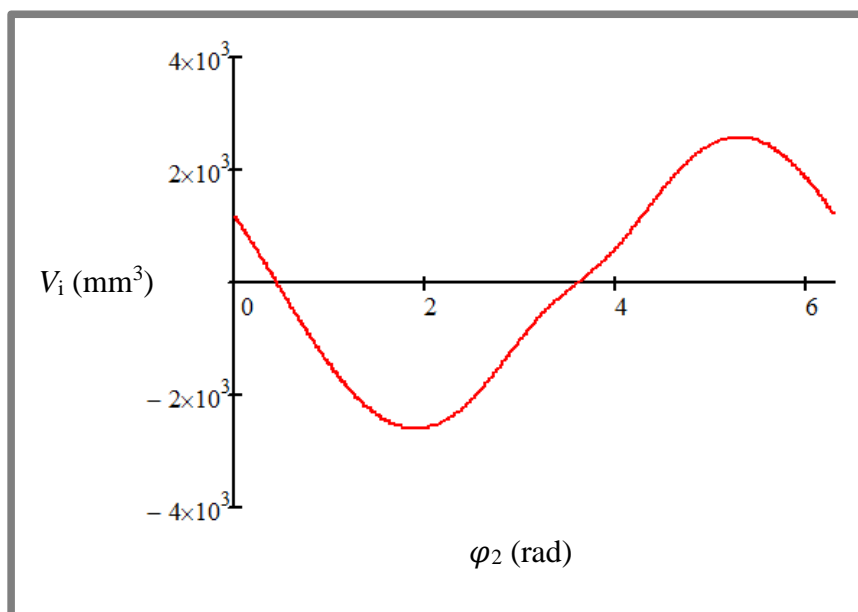
4.2.2 Objemy a průtoky

Abychom byli schopni vypočítat okamžitý objem čerpadla a jeho průtok, je nutné znát délku úsečky \overline{PM} (spojnice pólu pohybu s bodem dotyku zubů) [28]:

$$\overline{PM} = \sqrt{E^2(N_2(1 + K_p^2 - 2K_p \cdot \cos(\tau_i - \varphi_2))^{\frac{1}{2}} - c)^2} \quad (4.35)$$

Okamžitá změna objemu i -té komory čerpadla (graf 5) je dána vztahem:

$$\frac{dV_i}{d\varphi_2} = \frac{-b}{2N_1} (\overline{PM}_{i+1}^2 - \overline{PM}_i^2) \quad (4.36)$$



Graf 5 Změna objemu i-té komory

Při kladných přírůstcích objemu komory dochází k sání, záporný přírůstek značí výtlač.

Vztah mezi úhlovými rychlostmi obou kol je následující:

$$\omega_1 = \frac{N_2}{N_1} \omega_2 \quad (4.37)$$

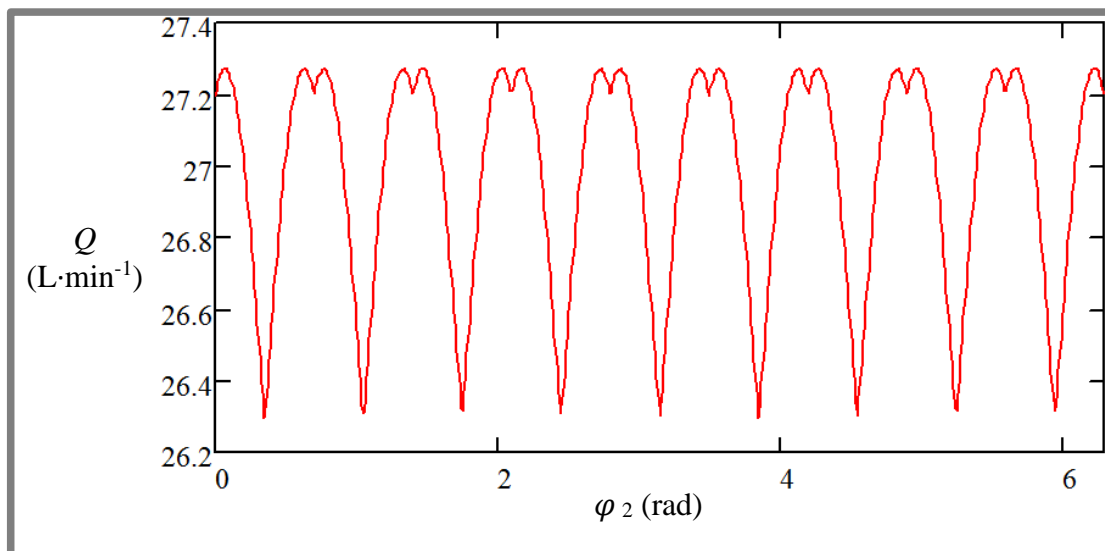
Okamžitý průtok danou komorou v závislosti na otáčkách vnějšího kola získáme vynásobením vztahu 4.36 záporně vzatou úhlovou rychlostí tohoto kola, tedy $-\omega_2$ (kladná hodnota průtoku je na straně výtlaču):

$$\frac{dV_i}{dt} = \omega_2 \frac{b}{2N_1} (\overline{PM}_{i+1}^2 - \overline{PM}_i^2) \quad (4.38)$$

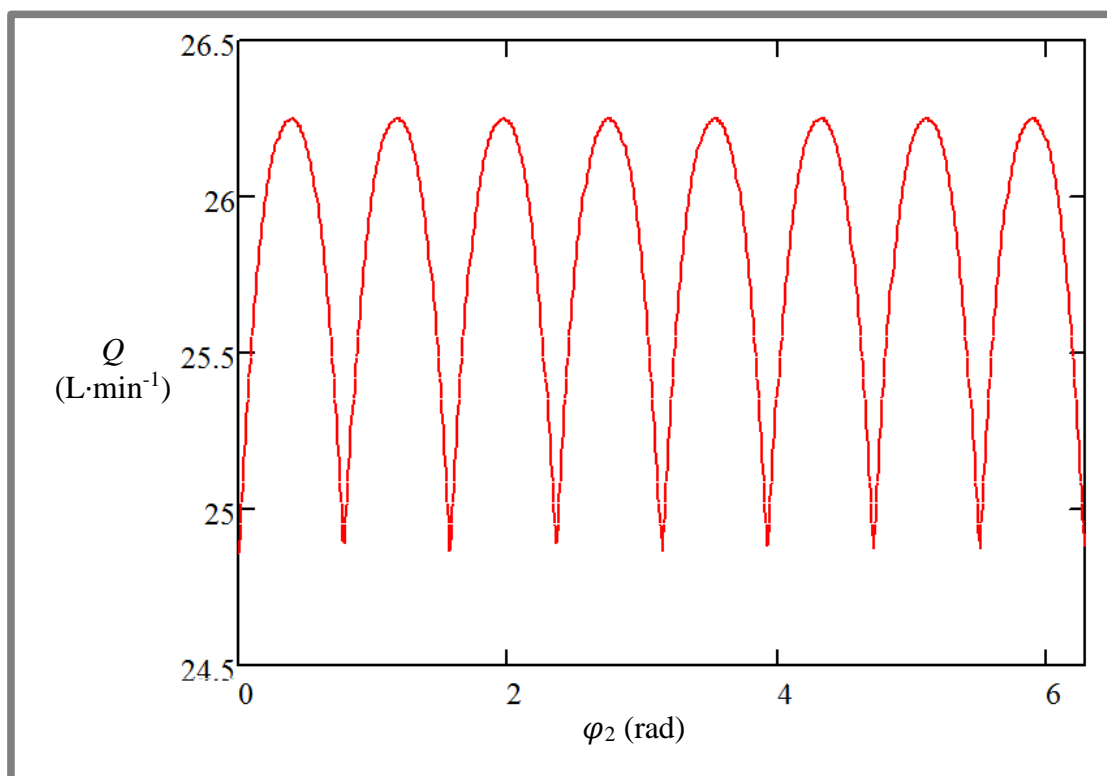
Okamžitý průtok celým čerpadlem je dán součtem kladných přírůstků všech komor.

$$Q = \sum_{i=1}^{N_2} \frac{dV_i^+}{dt} \quad (4.39)$$

Velikost okamžitého průtoku se periodicky opakuje. Během jedné otáčky vnějšího kola nastane N_2 period. Výsledný graf se liší, je-li hodnota N_2 liché či sudé číslo. Pro lichá čísla během jedné periody nacházíme dvě lokální maxima (graf 6). Pro sudé hodnoty je maximum pouze jedno (graf 7).



Graf 6 Okamžitý průtok čerpadla – liché N_2



Graf 7 Okamžitý průtok čerpadla – sudé N_2

Geometrický objem V_g označuje množství kapaliny, které je čerpadlo schopno dodat během jedné otáčky hnacího kola a jedná se o jeden ze základních parametrů objemových čerpadel.

Měrný objem V_m procentuálně vyjadřuje poměr objemu geometrického ku objemu nejmenšího válce, do kterého je čerpadlo možné vepsat. Žádoucí je co největší hodnota (vyjadřuje výkon čerpadla vzhledem k jeho rozměrům).

$$V_m = \frac{V_g}{\pi r_b b} \quad (4.40)$$

Pulsace průtoku udává koeficient I . Při návrhu čerpadla, zejména do uzavřené smyčky, je snahou konstruktéra dosáhnout co nejnižších pulsací s ohledem na funkčnost hydraulického systému. Jde o poměr rozdílu největšího a nejmenšího průtoku ku střednímu průtoku.

$$I = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{stredni}} \quad (4.41)$$

Obecně můžeme říci, že zubová čerpadla se standardním evolventním ozubením dosahují relativně nízkých měrných objemů (cca 20-25 %), avšak rovněž nižších pulsací (obvykle do 3 %). Cykloidní ozubení gerotorů dosahují hodnot V_m i přes 40 %, avšak při takovém měrném objemu mohou být pulsace větší než 10 %. Zvýšení počtu zubů vede ke snížení pulsací i měrného objemu [18].

4.2.3 Měrný skluz

4.2.3

Oproti běžným zubovým čerpadlům s evolventním ozubením, u kterých je opotřebení samočinně kompenzováno, je nutné u cykloidních čerpadel dbát na rovnoměrné a co nejmenší opotřebení jejich kol vlivem nevyhnutelného vzájemného skluzu zubů. Obecně řečeno je měrný skluz poměr skluzové rychlosti a relativní rychlosti bodu dotyku profilů v záběru [27]. Abychom byli schopni definovat měrný skluz, je nutno zderivovat vztah pro úhel θ :

$$\theta' = \frac{d\theta}{d\varphi_2} = \frac{N_1(1 + K_p \cdot \cos \varphi_2)}{1 + K_p^2 + 2K_p \cdot \cos \varphi_2} \quad (4.42)$$

Pro relativní rychlost bodu dotyku vzhledem k vnitřnímu kolu platí:

$$v_{r1} = \left(EN_2(1 + K_p^2 + 2K_p \cdot \cos \varphi_2)^{\frac{1}{2}} - R(1 + \theta') \right) \omega_r \quad (4.43)$$

Pro relativní rychlost bodu dotyku vzhledem k vnějšímu kolu platí:

$$v_{r2} = R\theta' \omega_r, \quad (4.44)$$

kde:

$$\omega_r = \omega_1 - \omega_2 \quad (4.45)$$

Skluzová rychlost je vyjádřena následovně:

$$v_r = \left(EN_2(1 + K_p^2 + 2K_p \cdot \cos \varphi_2)^{\frac{1}{2}} - R \right) \omega_r \quad (4.46)$$

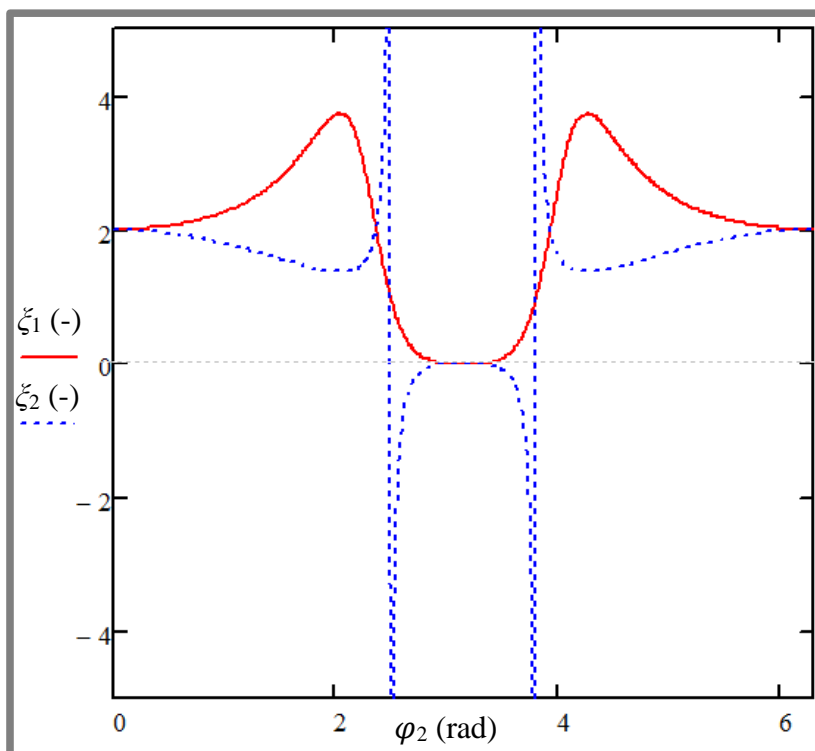
Měrný skluz vnitřního kola je dán vztahem:

$$\xi_1 = \frac{v_r}{v_{r1}} \quad (4.47)$$

Měrný skluz vnějšího kola vyjadřuje vztah:

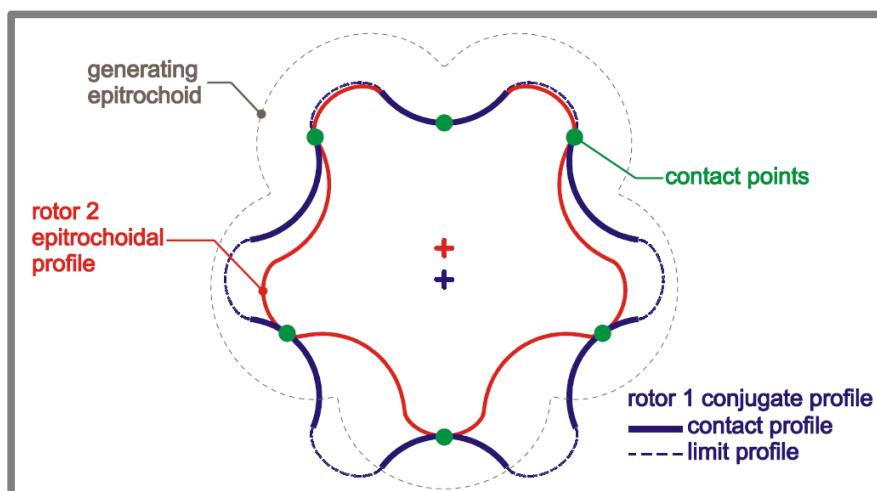
$$\xi_2 = \frac{v_r}{v_{r2}} \quad (4.48)$$

Hodnotu měrného skluzu ξ_1 , resp. ξ_2 v závislosti na natočení φ_2 vyjadřuje graf 8. Během jedné otáčky se vnitřní kolo oproti vnějšímu posune vždy o jeden zub. Na začátku a konci zobrazeného rozsahu natočení (jedna otáčka) se bod dotyku nachází na vrcholu vnitřního zubu. Uprostřed osy x se bod dotyku nachází na dně zubové mezery.



Graf 8 Měrné skluzu (vnitřní kolo - 1, vnější kolo - 2)

Z grafu je patrné, že pro vnitřní kolo je měrný skluz hladká spojitá křivka. Bod dotyku totiž během jedné otáčky absolvuje pohyb po celém obvodu profilu. Oproti tomu každý bod dotyku se na vnějším kole pohybuje recipročně pouze v rámci jednoho zubu (viz obr. 30). V grafu pro toto kolo pozorujeme dvě místa, kde měrný skluz roste do nekonečna. V těchto bodech je skluzová rychlost rovna nule a dochází ke změně směru relativního pohybu bodu dotyku po zubu vnějšího kola.



Obr. 30 Trajektorie bodů dotyku [35]

Rovnoměrného opotřebení obou rotorů čerpadla je dosaženo při rovnosti relativních rychlostí bodů dotyku u obou kol:

$$v_{r1} = v_{r2} \quad (4.49)$$

Aby byla splněna uvedená podmínka, koeficient c by musel nabývat hodnot dle vztahu:

$$c = \frac{N_2(1 + K_p^2 + 2K_p \cdot \cos \varphi_2)^{\frac{3}{2}}}{K_p^2 - 1 + 2N_2(1 + K_p \cdot \cos \varphi_2)} \quad (4.50)$$

Takového stavu však u reálné konstrukce není možno dosáhnout (c by musela být proměnná), a tak se podmínka zjednodušuje na rovnost relativních rychlostí v bodech s největší rychlostí skluzu, což jsou vrcholy zubů kol (graf 8 je vykreslen s ohledem na tuto podmínku). Hodnota natočení je pro tuto pozici bodu dotyku $\varphi_2 = 0$. Vztah je tedy zjednodušen na:

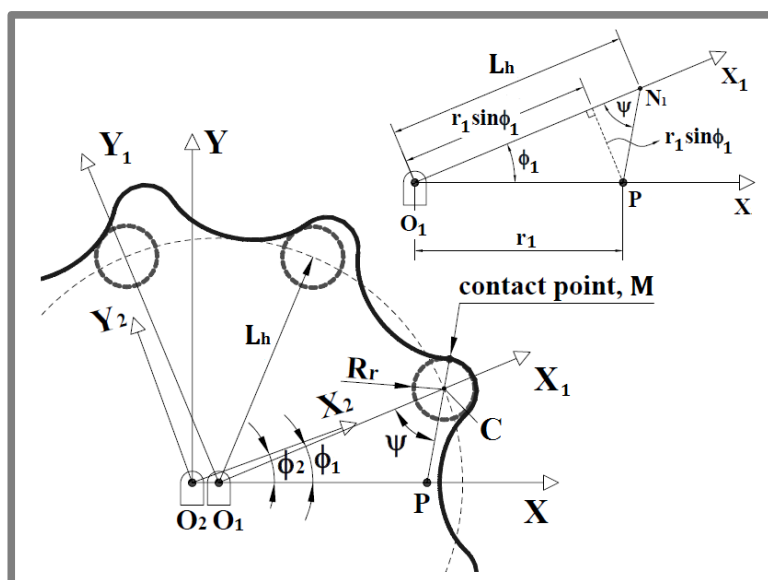
$$c = \frac{N_2(1 + K_p)^2}{2N_2 + K_p - 1} \quad (4.51)$$

4.3 Návrh geometrie – typ 2 – hypocykloida

Následující postup dle [29] se od předchozího zejména liší ve faktu, že pomocí cyklické křivky je tvořena geometrie vnějšího rotoru. Vnitřní rotor je složen z kruhových oblouků o dvou různých poloměrech v konkávní, resp. konvexní části. Tvořící křivkou je v tomto případě hypocykloida – kružnice o menším průměru se odvaluje z vnitřní strany větší kružnice, bod spojený s menší z nich opisuje zmíněnou křivku. Význam souřadných systémů zůstává obdobný jako u varianty 1, pouze základní systém S_b je svým počátkem situován v bodě O_2 .

Určující parametry (viz obr. 31):

N_1 [-]	- počet zubů vnitřního kola
R_r [mm]	- poloměr oblouku vnitřního kola v konkávní části
R_f [mm]	- poloměr oblouku vnitřního kola v konvexní části
L_h [mm]	- vzdálenost středu konkávního oblouku zubu vnitřního kola C od středu O_1
E [mm]	- excentricita kol



Obr. 31 Typ 2 - geometrie vnějšího rotoru [29]

Na uvedených parametrech jsou závislé následující veličiny:

r_1 [mm] - poloměr roztečné kružnice vnitřního kola

$$r_1 = \frac{N_1 r_2}{N_2} = E N_1 \quad (4.52)$$

r_2 [mm] - poloměr roztečné kružnice vnějšího kola

$$r_2 = \frac{N_2 r_1}{N_1} = E N_2 \quad (4.53)$$

K_h [-] - poměr zkrácení (analogie s K_p)

$$K_h = \frac{L_h}{r_1} \quad (4.54)$$

λ [-] - poměr velikosti zubu

$$\lambda = \frac{R_r}{L_h} \quad (4.55)$$

Úhly natočení vyjadřují obdobné vztahy jako v předchozí variantě (4.4 a 4.5).

Aby byla křivka rotoru vyrobitelná a bylo zamezeno podřezávání, je nutné dodržet následující podmínky:

$$L_{hmin} = \sqrt{\frac{R_r^2(N_1 - 1)^3}{27(N + 1)} + r_1^2} \quad (4.56)$$

$$R_{fmin} = L_h \sin \Omega - R_r, \quad (4.57)$$

kde Ω značí úhel mezi středy jednotlivých konvexních a konkávních oblouků a odpovídá polovině úhlu mezi jednotlivými zuby, tedy:

$$\Omega = \frac{\pi}{N_1} \quad (4.58)$$

4.3.1 Vnější rotor

4.3.1

Začneme generováním tvaru vnějšího rotoru na základě hypocykloidy. Pro souřadnice bodu dotyku v systému S_1 platí:

$$\begin{aligned} x_{M1} &= L_h + R_r \cos \psi \\ y_{M1} &= R_r \sin \psi \end{aligned} \quad (4.59)$$

kde má hodnota úhlu ψ obdobný význam, jako úhel θ ve variantě 1:

$$\psi = \tan^{-1} \frac{\sin \varphi_1}{K_h - \cos \varphi_1} \quad (4.60)$$

Transformací souřadnic získáme parametrické rovnice bodu dotyku v souřadném systému vnějšího kola (S_2), tudíž přímo jeho tvar:

$$\begin{aligned} x_{M2} &= L_h \cos \varphi + R_r \cos(\varphi + \psi) + E \cos(N\varphi) \\ y_{M2} &= L_h \sin \varphi + R_r \sin(\varphi + \psi) - E \sin(N\varphi) \end{aligned} \quad (4.61)$$

Podobně jako v předchozí variantě můžeme využít postupu pomocí normálového vektoru dle [25].

Parametrické rovnice hypocykloidy jsou následující:

$$\begin{aligned}x_{C1} &= L_p \cos \varphi - E \cos(N_2 \varphi) \\y_{C1} &= L_p \sin \varphi + E \sin(N_2 \varphi)\end{aligned}\quad (4.62)$$

Po derivování získáme:

$$\begin{aligned}\frac{dx_{C1}}{d\varphi} &= T_{x1} = -L_p \sin \varphi + EN_2 \sin(N_2 \varphi) \\ \frac{dy_{C1}}{d\varphi} &= T_{y1} = L_p \cos \varphi + EN_2 \cos(N_2 \varphi)\end{aligned}\quad (4.63)$$

S přihlédnutím k faktu, že oproti předchozí variantě je obálka hypocykloidy orientována vně, jsou znaménka u rovnic opačná:

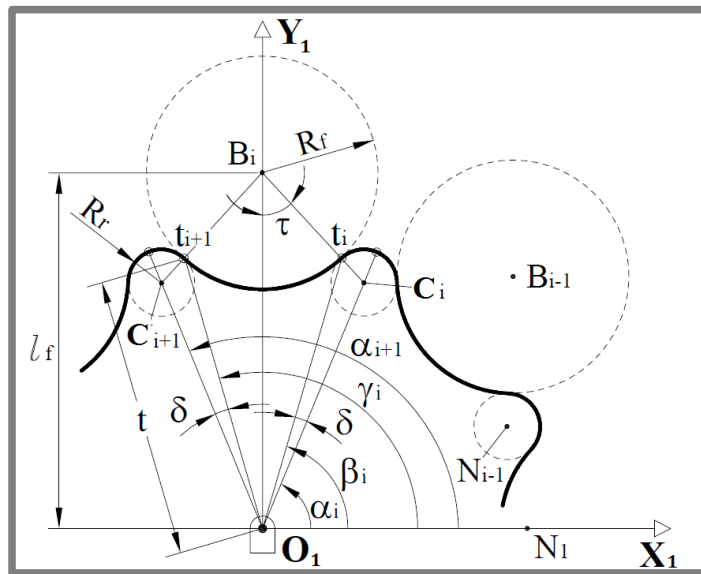
$$\begin{aligned}n_{xC1} &= \frac{T_{y1}}{\sqrt{T_{x1}^2 + T_{y1}^2}} \\ n_{yC1} &= \frac{-T_{x1}}{\sqrt{T_{x1}^2 + T_{y1}^2}}\end{aligned}\quad (4.64)$$

Parametrické rovnice profilu vnitřního kola v systému S_1 pak mají tvar:

$$\begin{aligned}x_{M1} &= x_{C1} + n_{xC1} R_r \\ y_{M1} &= y_{C1} + n_{yC1} R_r\end{aligned}\quad (4.65)$$

4.3.2 Vnitřní rotor

Jak bylo zmíněno, tvar vnitřního rotoru je složen z kruhových oblouků o dvou poloměrech, viz obr. 32.



Obr. 32 Poziční úhly vnitřního rotoru [29]

Pro identifikování správného rozmístění těchto oblouků je nutno zavést několik pozičních úhlů:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{N_1} (i - 1), i = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (4.66)$$

$$\beta_i = \alpha_i + \delta \quad (4.67)$$

$$\gamma_i = \alpha_{i+1} - \delta, \quad (4.68)$$

přičemž pro δ platí:

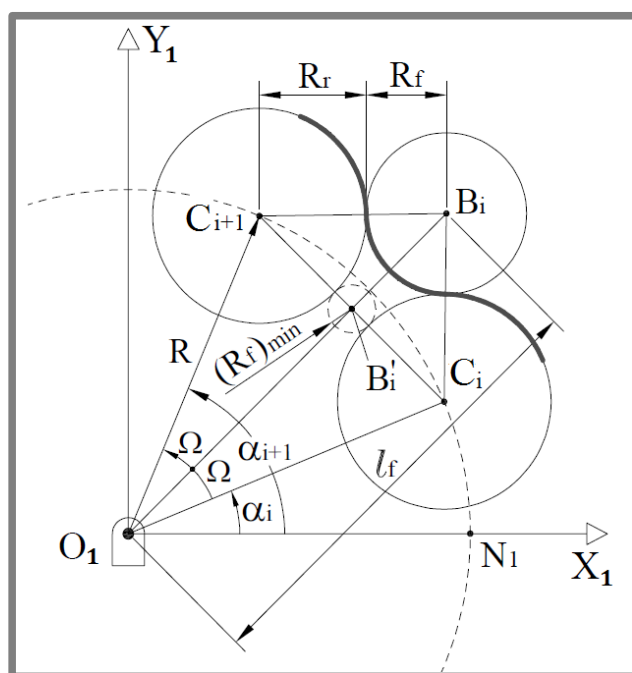
$$\delta = \cos^{-1} \frac{t^2 + L_h^2 - R_r^2}{2tL_h} \quad (4.69)$$

kde:

$$t = \sqrt{l_f^2 + R_f^2 - 2l_f R_f \cos \tau} \quad (4.70)$$

$$\cos \tau = \frac{l_f^2 + (R_r + R_f)^2 - L_h^2}{2l_f(R_r + R_f)} \quad (4.71)$$

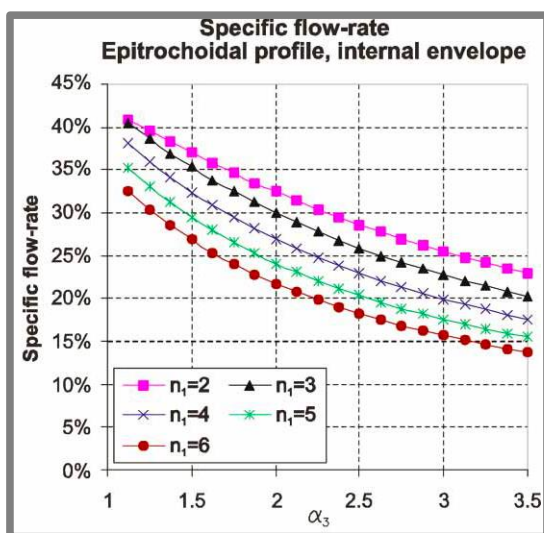
$$l_f = L_h \cos \Omega + \sqrt{(L_h \cos \Omega)^2 - L_h^2 + (R_r + R_f)^2} \quad (4.72)$$



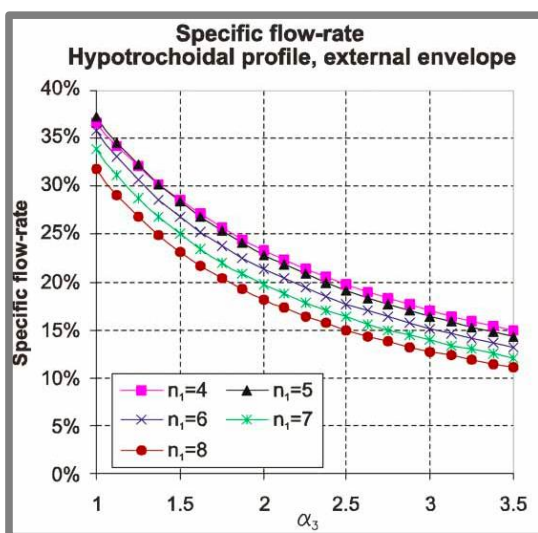
Obr. 33 Typ 2 - geometrie vnitřního rotoru [29]

Z obr. 33 je zřejmé rozmístění kruhových oblouků po obvodu vnitřního kola. Hodnota L_h určuje vzdálenost středu konkávního oblouku od bodu O_1 , hodnota l_f pak vzdálenost středu konvexního oblouku od téhož bodu, jenž tvoří střed otáčení rotoru. Rozměr mezi středy jednotlivých oblouků je vždy roven součtu $R_r + R_f$. Nyní již jsme schopni vytvořit geometrii obou čerpadlových kol.

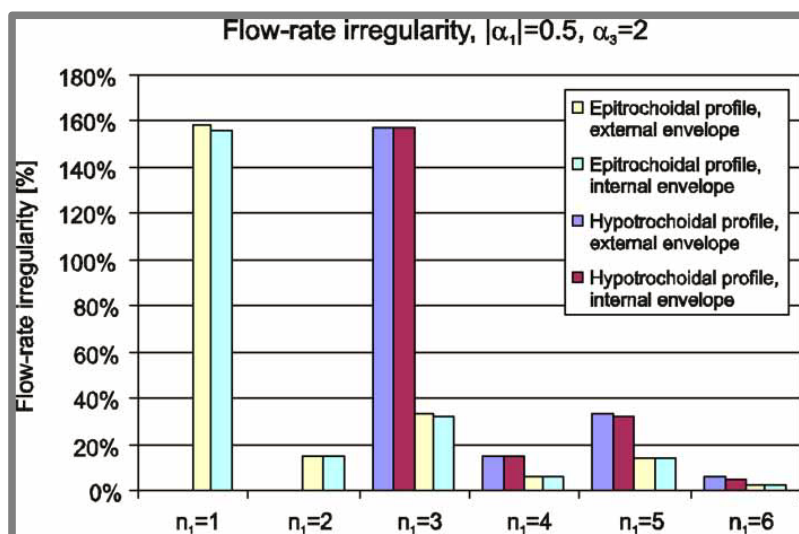
Ze [7] však vyplývá, že užití geometrie na základě hypocykloidy má několik nevýhod oproti pericykloidní variantě, viz graf 9, 10, 11 (parametr vodorovné osy $\alpha_3 = L_p / EN_2$ u obr. 42, resp. $\alpha_3 = L_h / EN_2$ u obr. 43; n_1 je značen počet zubů kola tvořeného z cykloidy). Měrný objem při srovnatelných parametrech a stejně tak úhel záběru vychází lépe ve prospěch typu 1. Největší rozdíl je pak v pulsacích průtoku. Pokud uvažíme geometrii dle typu 2 o počtu zubů cykloidního kola N , tak pro dosažení obdobných hodnot postačí pericykloidní variantě $N - 2$ zubů na vnitřním kole. Z uvedených postřehů vyplývá větší vhodnost typu 1, tudíž geometrii na bázi hypocykloidy se již dále práce nezabývá.



Graf 9 Pericykloida, vnitřní obálka – měrný objem [7]



Graf 10 Hypocykloida, vnější obálka – měrný objem [7]



Graf 11 Pulsace průtoku (zeleně typ 1, fialově typ 2) [7]

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5

Jedním z cílů při návrhu nového čerpadla pro sestupnou převodovku je snaha o zachování co největšího počtu původních dílů a nutnost co nejmenších úprav současné koncepce. Především by bylo výhodné využití současného odlitku skříně čerpadla a horní hřídele převodu. Jde o technologicky nejnáročnější součásti, kterých se mohou dotknout úpravy s ohledem na zabudování nového čerpadla. To se pokouším zakomponovat tak, aby byl největší průměr čerpadla, excentricita, použité drážkování ve vnitřním kole a přibližný tvar sacího a výtlačného portu pokud možno ponechán.

5.1 Kola čerpadla

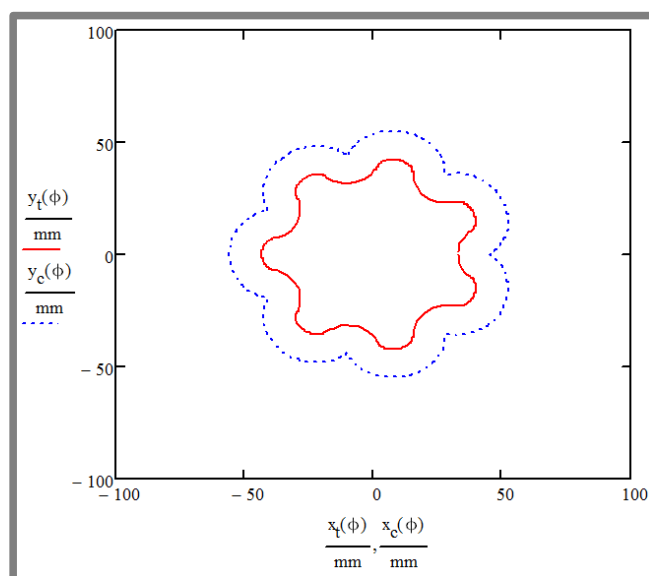
5.1

S ohledem na uvedená omezení připadá v úvahu použití čerpadla o počtu zubů $N_2 = 7$ či $N_2 = 8$. Tabulka 2 shrnuje rozměry uvažovaných variant.

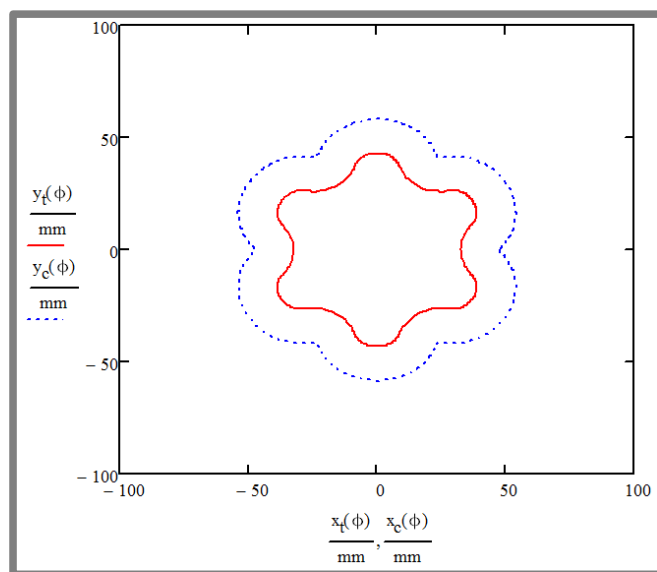
Tab. 3 Rozměry

	Variant 1	Variant 2
N_2	8	7
E [mm]	5,25	5,25
b [mm]	12	12
L_p [mm]	50,5	53
r_b [mm]	48,43	48,32
r_{1min} [mm]	32,62	32,51

Následující grafy jsou výsledkem výpočtu v prostředí Mathcad. Odvozený tvar vnitřních kol obou variant včetně určující pericykloidy je vyobrazen na obr. 34 a 35.



Obr. 34 Tvar vnitřního kola – varianta 1

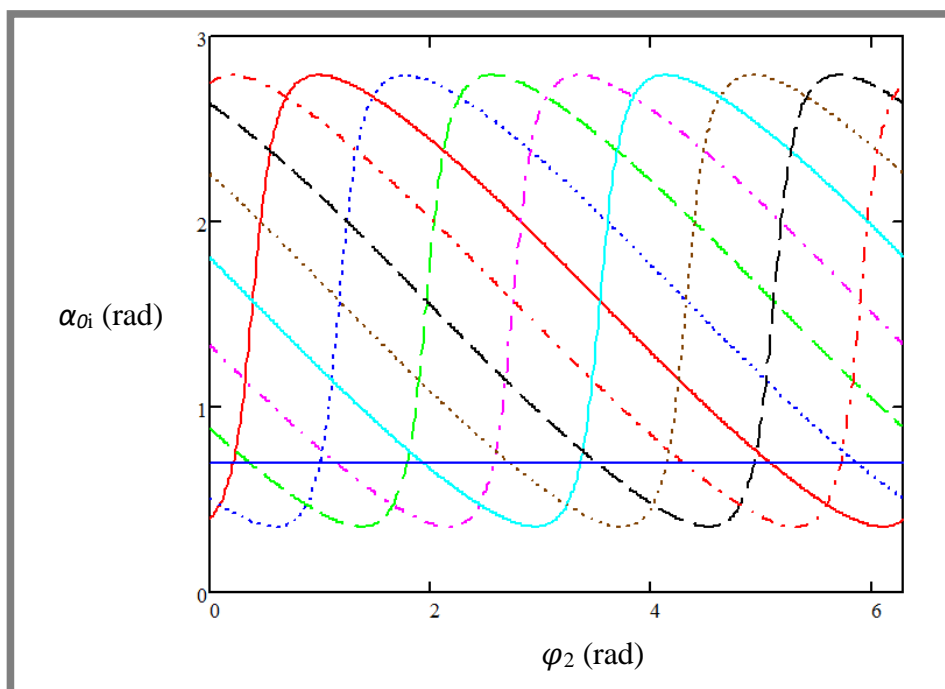


Obr. 35 Tvar vnitřního kola – varianta 2

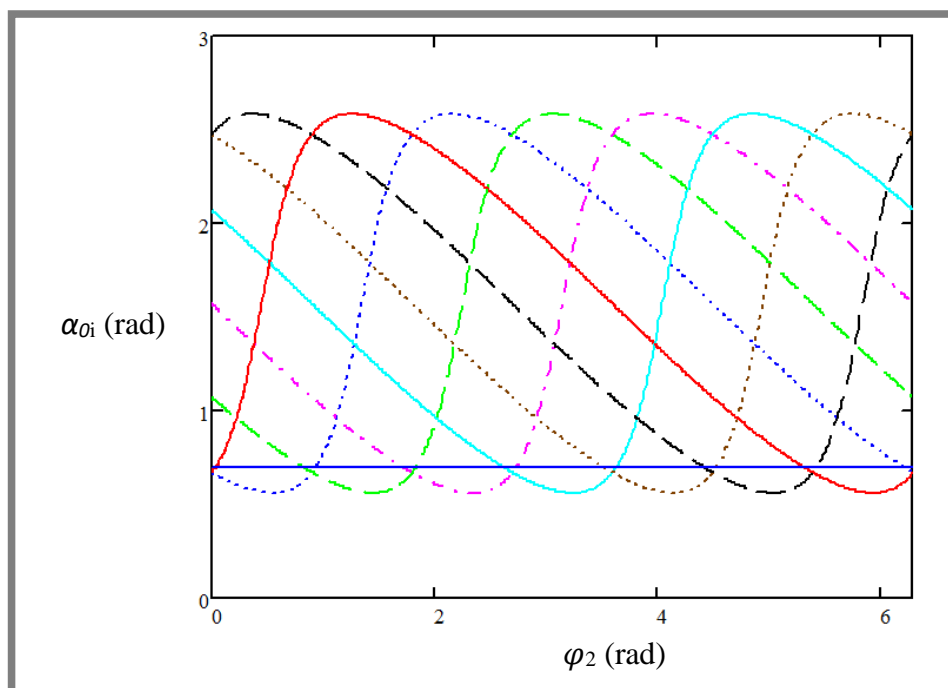
Níže jsou uvedeny hodnoty funkčních parametrů pro jednotlivé typy.

5.1.1 Úhel záběru

Graf 12 a 13 ukazuje hodnoty úhlu záběru pro všechny zuby. Ty by se měly střídát v záběru dříve, nežli hodnota úhlu záběru přesáhne 40° , tzn. $0,7$ rad (v opačném případě je nutné použití synchronizačních mechanismů pro zaručení správné funkčnosti a dobré mechanické účinnosti). Je tedy důležité, aby spodní hranice grafu ležela pod touto hodnotou (vyznačena vodorovnou modrou čarou). Rovněž je zřejmé, že čerpadla s větším počtem zubů uvedenou podmínku splní snáze.



Graf 12 Úhel záběru – varianta 1



Graf 13 Úhel záběru – varianta 2

Obě varianty z hlediska dosahovaných úhlů záběru vyhovují.

5.1.2 Průtok čerpadla, geometrický objem, výkonnostní parametry

5.1.2

Uvedené veličiny shrnuje tabulka 3. Uvedený průtok je ideální, kdy uvažujeme jako čerpané médium nestlačitelnou kapalinu a stoprocentní účinnost zařízení.

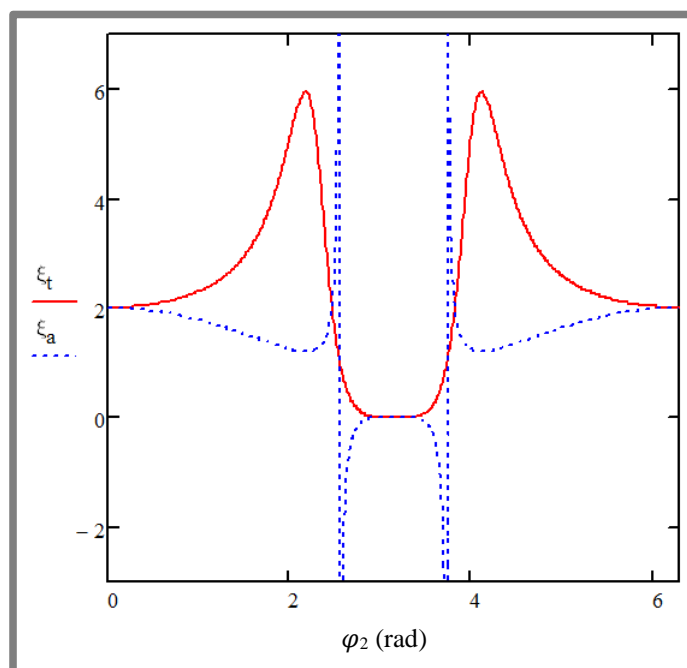
Tab. 4 Parametry navrhnutých čerpadel

	Varianta 1	Varianta 2
V_g [cm ³]	29,6	29,2
Q při 1000 min ⁻¹ [l·min ⁻¹]	29,6	29,2
V_m [%]	33,48	33,19
I [%]	5,02	4,67

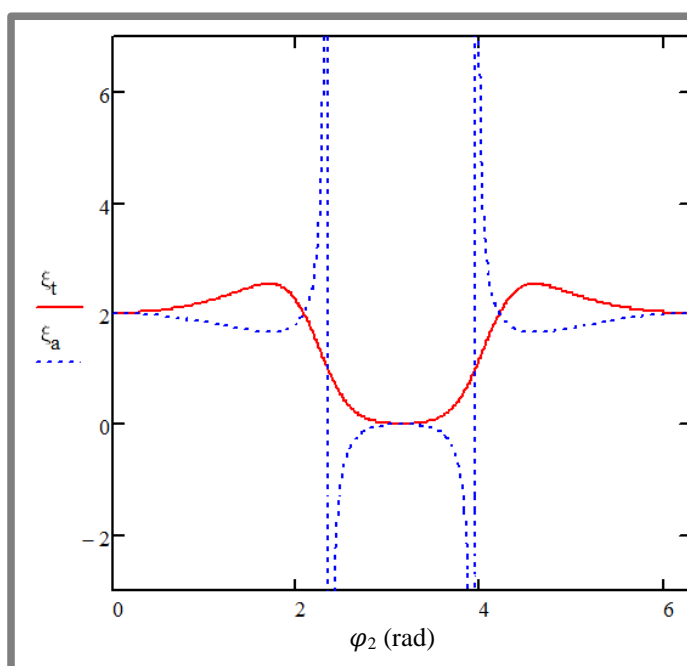
5.1.3 Měrný skluz

5.1.3

Pro výpočet bylo užito podmínky rovnosti relativních rychlostí pro oblast s největší rychlostí skluzu (vrcholy zubu vnitřního kola).



Graf 14 Měrný skluz – varianta 1



Graf 15 Měrný skluz – varianta 2

Z uvedených grafů (14, 15) je zřejmé, že varianta 1 dosahuje přibližně dvojnásobných špičkových hodnot měrného skluzu oproti variantě 2. To je také hlavní důvod, proč je pro finální návrh vybrána varianta 2. V ostatních parametrech se obě koncepce liší jen minimálně. V obou případech je nutné mírně pozměnit tvar sacího a výtlačného portu ve skříni, resp. víku čerpadla. Úpravu skříně je však možné provést s využitím současného odlitku.

5.1.4 Volba materiálu

5.1.4

V současnosti je již obvyklou praxí využití práškové metalurgie pro výrobu ozubených kol. Tento přístup je však ekonomicky výhodný pouze při velkosériové výrobě. Jak již bylo zmíněno, roční produkce čerpadla bude čítat pouze stovky kusů.

Nejproblematictější výrobním krokem je dosažení odpovídající přesnosti a drsnosti povrchu na profilech kol. Obecně je cykloidní ozubení možno brousit na CNC bruskách pomocí tvarových kotoučů. Existují dodavatelé, kteří jsou schopni dodat tyčovité polotovary s libovolným symetrickým profilem, které jsou zastudena válcované. Materiál je deformačně zpevněn a dosahovaná drsnost povrchu se blíží $Ra = 0,1 \mu\text{m}$ [30]. Minimální odběry těchto speciálních profilů se však pohybují v řádech jednotek tun [31]s.

Sériová kola původního zubového čerpadla byla vyrobena z běžné konstrukční oceli E335 a vykazují dobrou trvanlivost. Navíc je v tomto materiálu snadné vytvoření evolventního drážkování pro uložení vnitřního kola pomocí protahovacího trnu. Po konzultaci se zadavatelem byly rotory prototypu vyrobeny z materiálu 1.7131 z důvodu jeho dostupnosti a snadné obrobitelnosti. Materiál nebyl nijak dále tepelně upravován. Tvrdost této oceli ve stavu žíhaném naměkko je maximálně 207 HB [32], což převyšuje hodnoty u sintrovaných kol. Vzhledem k faktu, že tlaky dosahované čerpadlem budou v jednotkách barů, dají se očekávat nízké kontaktní tlaky a malý otěr. V případě, že by byl materiál shledán nevyhovujícím, druhou variantou je výroba prototypu z oteruvzdorného materiálu Hardox®, jež v závislosti na variantě dosahuje nominální tvrdosti 350-600 HBW [33]. Pro obrobení profilu a drážkování by bylo využito EDM technologie, kdy při dodržení správných technologických podmínek není nutné drsnost povrchu dílu zdokonalovat broušením.

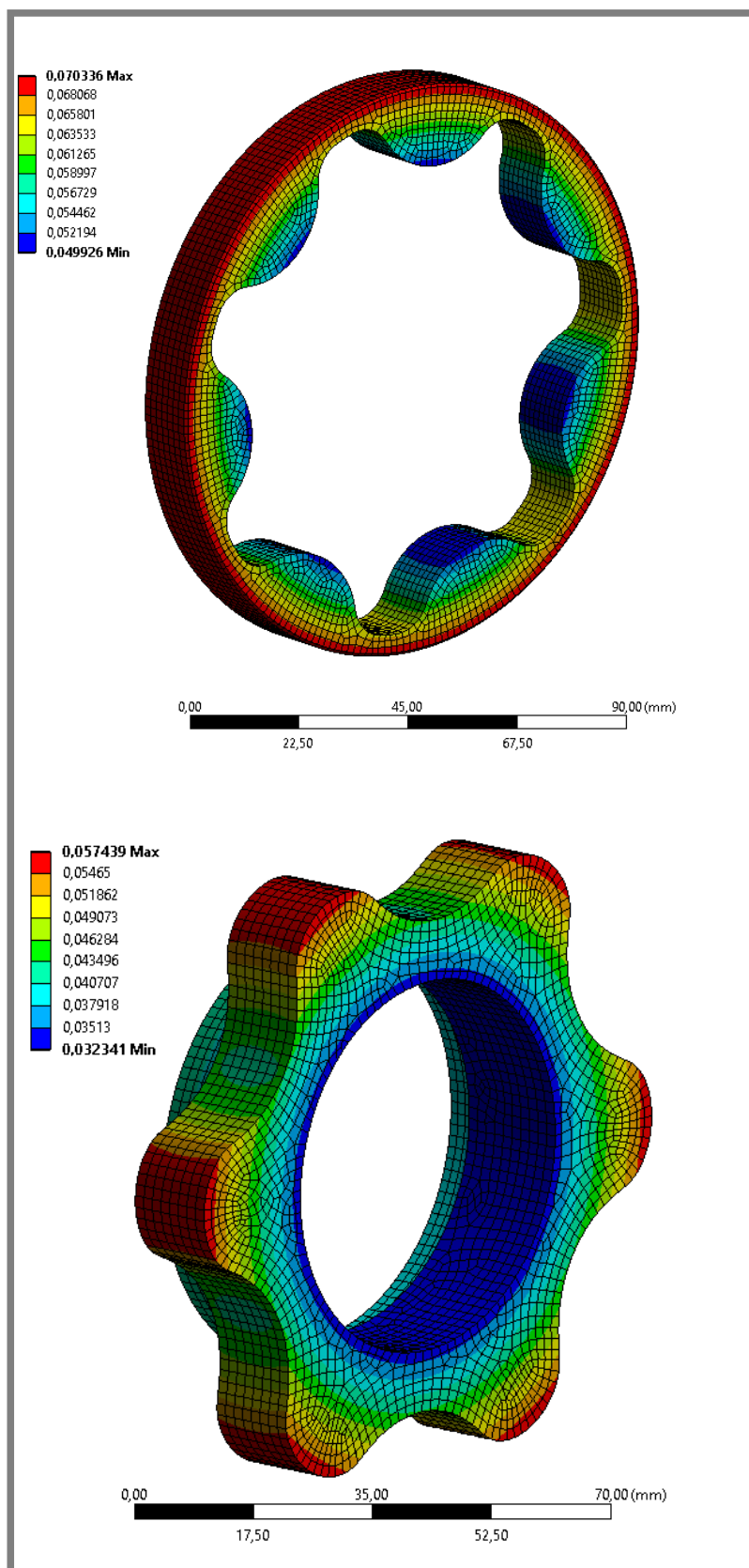
V případě úspěšného otestování by výrobu sériových kol obstarával buďto zadavatel sám či externí dodavatelé. Pokud zkoušky prokáží nedostatečnou výdrž kol z tepelně neupravené oceli, bude nutná výroba kol tvrzených, jejichž povrch bude upraven broušením či honováním (brousicím ševingováním). Výroba tepelně neupravených kol je ve výrobních možnostech zadavatele, kdy by byl profil frézován a jeho povrch by případně bylo možné upravit ševingováním.

5.1.5 Rozměrová přesnost a struktura povrchu

5.1.5

Z rešeršní části vyplývá, že vůle mezi profily soukolí čerpadla se pohybuje přibližně na úrovni 0,1 mm. Je důležité, aby i po změnách rozměru daných teplotní roztažností byla vůle dostatečná a nedošlo k zadření. Byla provedena termální analýza pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench 14.5. Jednotlivé rotory byly zatíženy teplotou 130°C. Počet prvků sítě je 12 861 u vnějšího, resp. 16 594 u vnitřního z nich. Koeficient teplotní roztažnosti materiálu je $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ při referenční teplotě 22 °C. Výsledky viz obr. 36.

Největší celková deformace vnitřního kola dosahuje 0,057 mm na vrcholech zubů. Deformace vnějšího kola na vrcholech zubů odpovídá 0,05 mm. U obou kol dominantně nastává radiální zvětšení. V axiálním směru jsou vypočtené teplotní deformace pod 0,01 mm. Byť se tedy změny rozměrů obou kol do značné míry kompenzují, z technologických a provozních důvodů volím profil vnitřního kola o 0,06 mm odsazen dovnitř oproti teoreticky přesnému tvaru vycházejícímu z matematické křivky. Tolerance na bocích a průměrech kol volím obdobné, jako u původního zubového čerpadla, viz výkresová dokumentace.

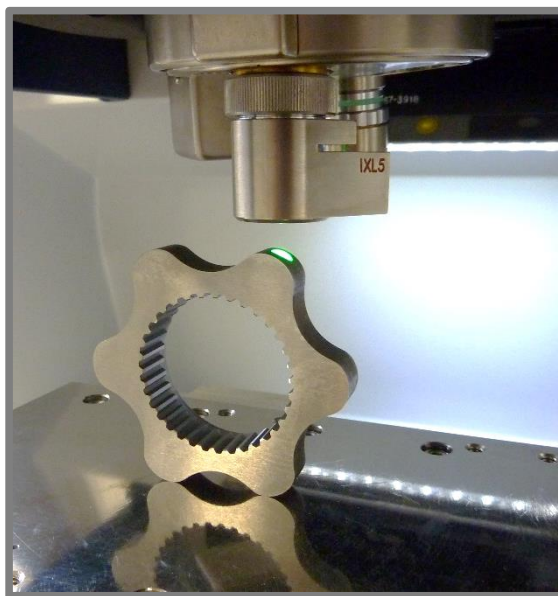


Obr. 36 Teplotní analýza soukolí (hodnoty v legendě udávají posunutí v mm)

Jelikož je struktura povrchu dalším z vlivů, jež ovlivňují opotřebení, je snahou mít drsnost co nejnižší. Literatura udává limitní střední aritmetickou úchylku profilu do $Ra = 1,5 \mu\text{m}$, která je při speciálních technologických opatřeních dosažitelná i válcovým frézováním. Jelikož je prototypová sada kol vyráběna pomocí EDM obrábění, byla pro zajištění co nejlepší funkčnosti předepsána drsnost povrchu $Ra = 0,8 \mu\text{m}$, kterou lze touto technologií dosáhnout.

Prototypová sada kol čerpadla byla vyrobena zadavatelem a následně provedena kontrola drsnosti povrchu tvarových ploch pomocí bezkontaktního optického profilometru Bruker ContourGT a ověření rozměrové přesnosti fotogrametricky pomocí 3D skeneru Atos III Triple Scan.

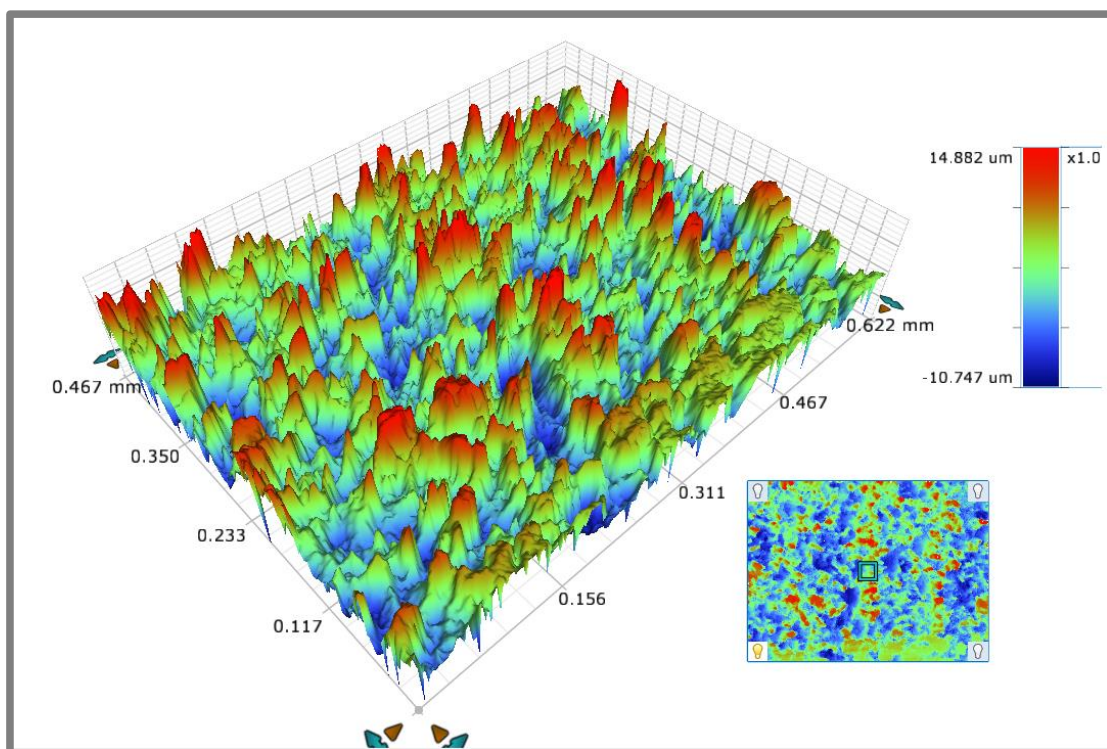
Profilometrická měření (obr. 37) preoběhla při různých zvětšení objektivu (5×, 10×, 20×). Při následném zpracování v programu Vision64 byla skenovaná plocha softwarově narovnána a byly zjištěny hodnoty drsnosti Ra . Ukázalo se, že byť byl zkoumaný povrch vytvořen EDM obráběním, struktura povrchu na vnějším kole vykazuje příčné rýhování viditelné okem viz obr. 38, a hodnoty Ra se pohybují od $2 \mu\text{m}$ do téměř $4 \mu\text{m}$ v místech rýh. Na vnitřním kole byla na různých místech zjištěna drsnost Ra 2,7 až $3,4 \mu\text{m}$ (obr. 39, 40). Uvedené hodnoty jsou běžně dosažitelné konvenčními metodami obrábění. Při výrobě patrně nebyl kladen důraz na získání co nejmenší drsnosti.



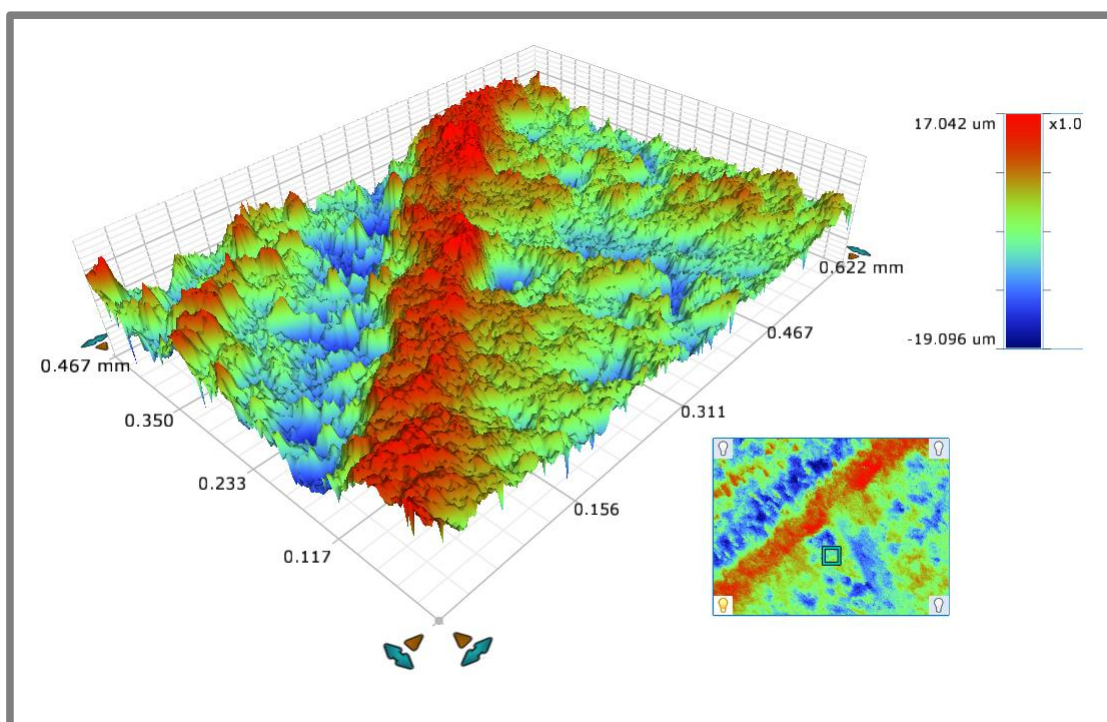
Obr. 37 Profilometrické měření



Obr. 38 Nedokonalosti povrchu zubů kol



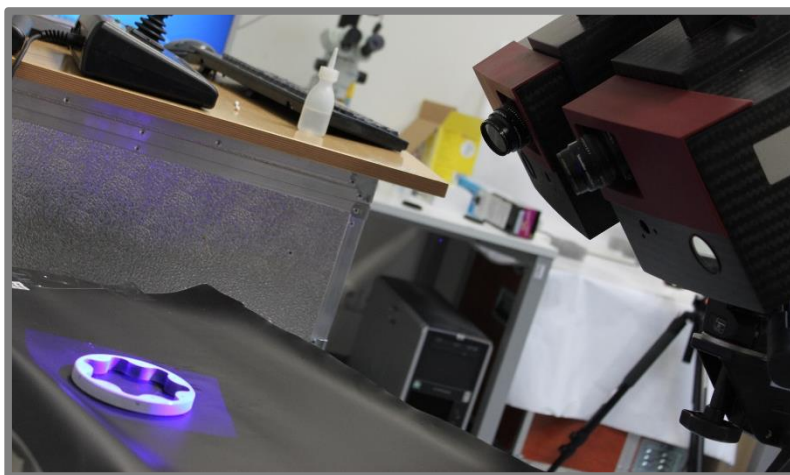
Obr. 39 Struktura povrchu profilu vnitřního kola – zvětšení 10×, $Ra = 3,27 \mu\text{m}$



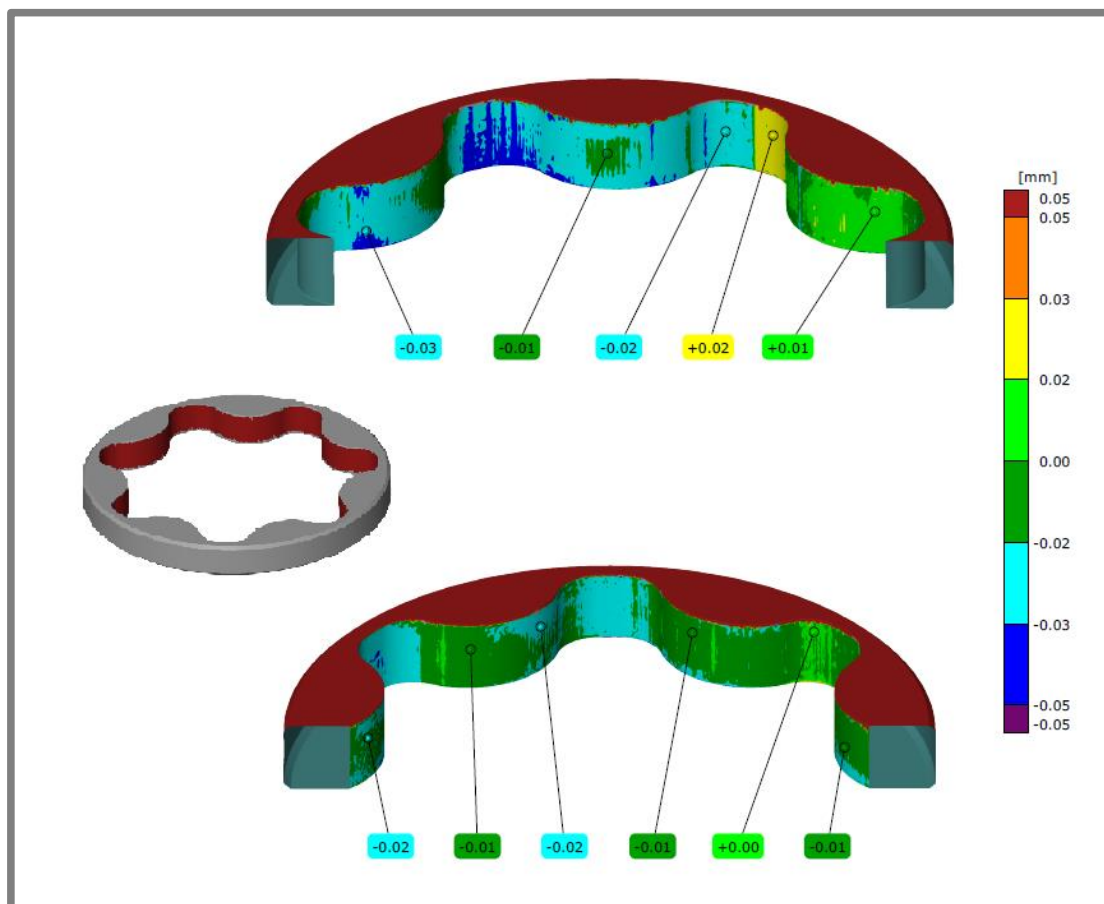
Obr. 40 Struktura povrchu vnějšího kola v místě rýhy – zvětšení 5×, $Ra = 3,98 \mu\text{m}$

Fotogrametrická měření (obr. 41) probíhala s použitím optiky, jež umožňuje snímat měřicí objem $170 \text{ mm} \times 135 \text{ mm} \times 135 \text{ mm}$. Na povrch dílů byly přilepeny referenční body o průměru 0,8 mm (obr. 44) a byl na něj nanesen zmatňující nástržník

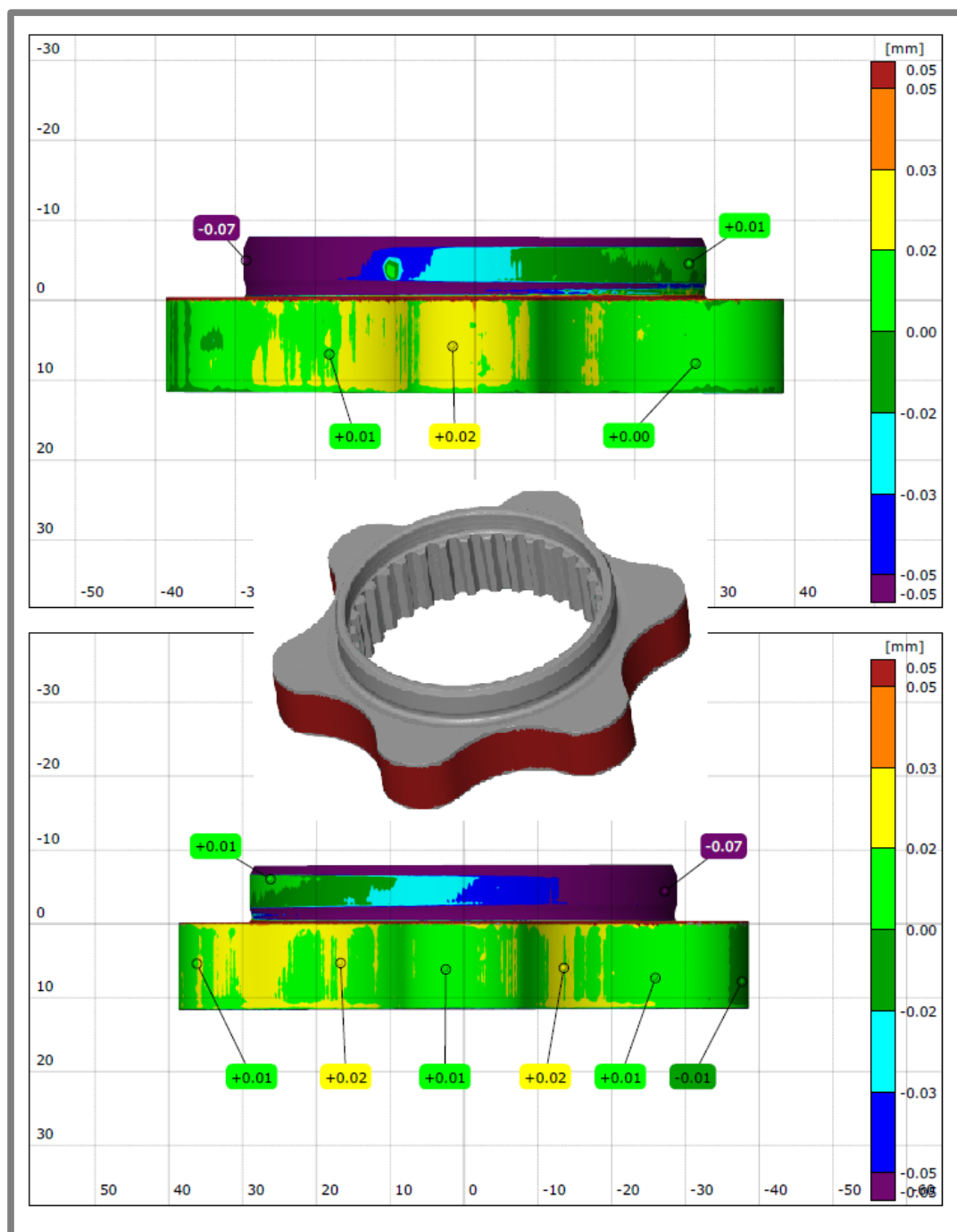
titanového prášku. Získali jsme polygonální síť reprezentující povrch součástí. Proběhla revize dat v softwaru GOM Inspect (redukce polygonů a upravení nedostatků sítě). Následně byl sken součásti porovnán s CAD modelem a zjištěny rozměrové odchylky, zejména na profilech zubů. Skenovaná a CAD data byla nejdříve vzájemně zarovnána dle nejlepší shody (tzv. Best fit) a následně lokálně podle nejlepší shody (Local best fit) právě v oblasti profilů zubů (obr. 42, 43). Rovněž bylo ověřeno, zdali rozměry rotačních ploch, pomocí kterých je čerpadlo uloženo ve skříni, jsou v uvedených tolerancích (měření viz příloha A).



Obr. 41 3D skenování



Obr. 42 Odchylky profilu ozubení vnějšího kola



Obr. 43 Odchylky profilu ozubení vnitřního kola

Ze skenování vyplývá poměrně dobrá rozměrová přesnost profilů ozubení obou kol (tolerance tvaru vnitřního kola činila 0,03 mm, tolerance poloměru zubů vnějšího kola $\pm 0,02$ mm). Límec vnitřního kola však není vůči ozubení soustředný, což může v určitých místech přispět k nedodržení předepsané vůle mezi koly. Při měření poloměrů zubů vnějšího kola čtyři z nich vykazují odchylku 0,03 mm, tudíž výrobní tolerance při měření pomocí vložených válců (viz příloha) byla mírně překročena, avšak jak bylo zmíněno, při zarovnání CAD modelu s polygonální sítí se nepřesnost tak výrazně neprojevila, tudíž funkčnost by neměla být vážně ovlivněna.



Obr. 44 Vyrobené soukolí čerpadla s doplněnými referenčními body pro 3D skenování

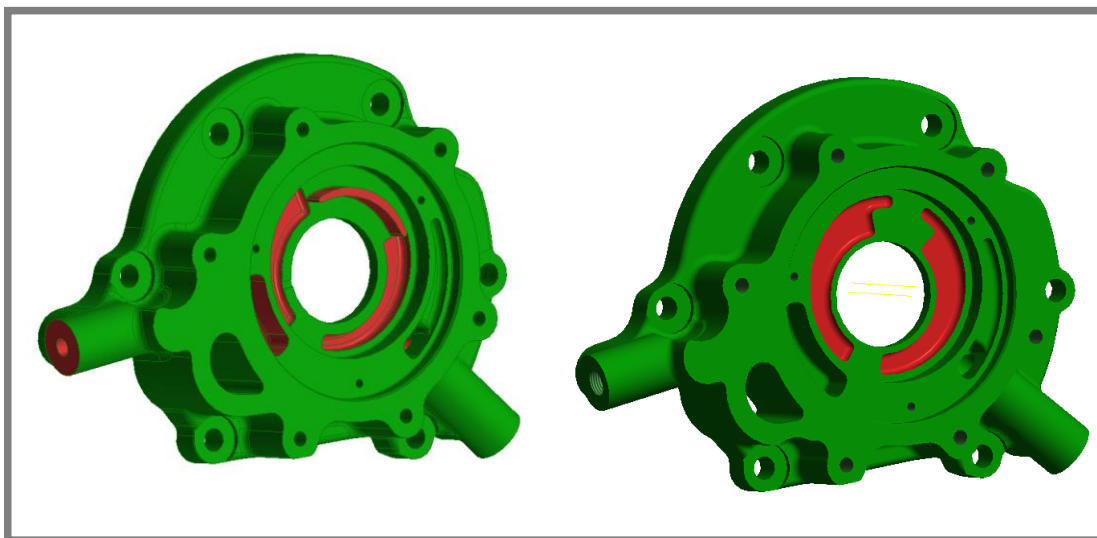
5.2 Zástavba čerpadla

5.2

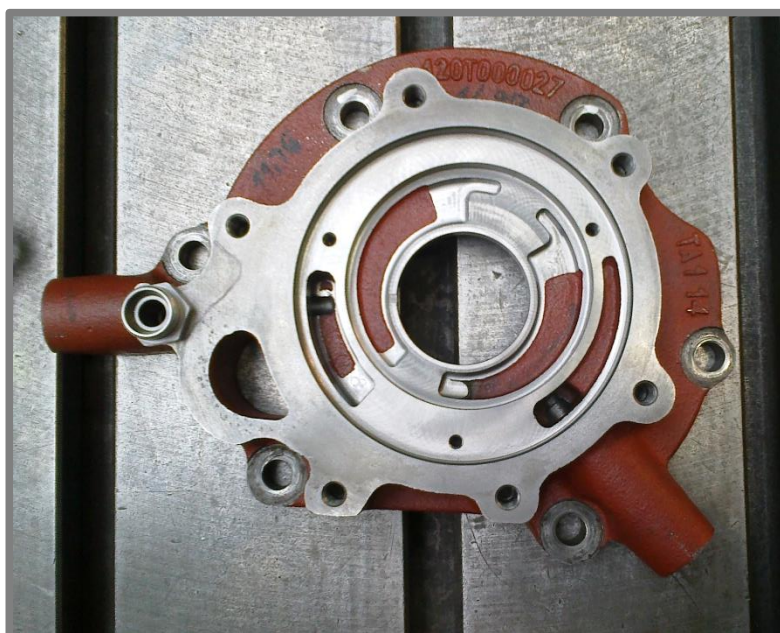
Pro zakomponování kol gerotoru do současné skříně je nutno provést několik úprav. Změny na skříní čerpadla jsou následující:

- Odfrézování srpovitého výběžku.
- Změna tvarování předlitých odlehčovacích kapes v místě sání a výtlaku. U původního čerpadla se vybrání nacházelo i v místech, kde je pro gerotor nežádoucí; toto místo bylo před úpravou tvaru nadvařeno a až následně obrobena. Očekává se, že část formy tvořící uvedený tvar bude v případě sériové výroby upravena.
- Změna tvaru sacího a výtlakového otvoru.

Průměr přívodního potrubí je u původního řešení $\varnothing 12$ mm (je použita ocelová trubka $15 \times 1,5$). Vzhledem k očekávaným průtokům zde může docházet ke kavitaci v důsledku přesáhnutí rychlosti proudění $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pokud by zkoušky prokázaly ustálený průtok v širším rozsahu otáček při malé objemové účinnosti, je navrženo zvětšení vnitřního průměru sacího potrubí a kanálů v odlitku na $\varnothing 15$ mm (trubka $18 \times 1,5$), opět při zachování původních odlitků. Všechny změny znázorňuje obr. 45 v porovnání s původním řešením. Upravená skříň čerpadla viz obr. 46.

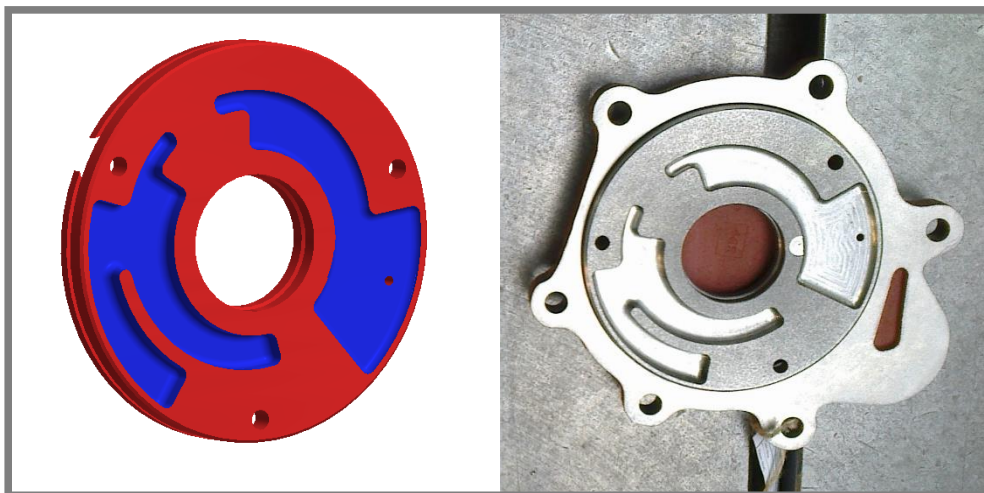


Obr. 45 Původní (vlevo) vs. upravená skříň čerpadla (změněné části červeně)



Obr. 46 Upravená skříň čerpadla

Pro vnitřní víko čerpadla, které uzavírá soukolí, je nutno upravit odlitek. Současné odlehčení neumožňuje provést úpravu tvaru sacího a výtlačného vybrání. Prototypové víko bylo vyrobeno celoobráběné z tvárné litiny 42 2305, viz obr. 47.



Obr. 47 Víko čerpadla (na obr. vpravo uloženo ve vnějším víku)

Vnější žebrované víko, které uzavírá celou skříň čerpadla, zůstává bez úprav.

5.2.1 Varianta s axiální kompenzací

5.2.1

Použitá geometrie gerotorového soukolí má dobré předpoklady k dřívějšímu nasátí oproti původnímu řešení. Pokud by však přesto výsledky nebyly uspokojivé, je navržena také konfigurace využívající axiální kompenzace vůlí. Snahou je při nasávání čerpadla, tzn. při jeho nízkých otáčkách, minimalizovat ztráty, které významně ovlivňuje axiální vůle kol. Proto by v této fázi víko bylo přitlačeno na kola čerpadla bez záměrné vůle. Po nasátí čerpadla vlivem působícího tlaku je víko odlehčeno. Přítlak víka je způsobován pružnými elementy.

Pro použití kompenzace u mého řešení je nutno pouze mírně upravit skříň a vnitřní víko čerpadla. Dosedací plochu víka na skříň je nutno zapustit tak, aby soukolí bylo uloženo s mírným axiálním přesahem a kontakt boků kol s víkem byl zaručen. V uvedeném stavu jsou kola uložena bez stranové vůle. Montáž víka je znázorněna na obr. 64. S ohledem na dostupný prostor je přítlak víka zajištěn pomocí talířových pružin DIN 2093, které mají v této aplikaci několik výhod. Kromě minimálních zástavbových rozměrů je také možné volit různou tloušťku pružiny, případně lze nastavovat velikost přítlaku a zdvihu vhodným přilehlým či protilehlým uložením několika pružin za sebou. Byla zjištěna plocha vybrání ve vnitřním víku na straně výtlačku a zvolena síla pružin tak, aby k odlehčení víka došlo při dosažení tlaku média 1,4 bar. Jelikož je plocha vybrání 2900 mm^2 , je překonávaná síla pružin spočtena dle známého vztahu:

$$F_{viko} = p_{viko} \cdot S_{vyt} = 1,4 \text{ kPa} \cdot 2900 \text{ mm}^2 = 406 \text{ N} \quad (5.1)$$

Požadovaná síla na jednu pružinu je tedy:

$$F_{1pruž} = \frac{F_{viko}}{3} = \frac{406 \text{ N}}{3} = 135,3 \text{ N} \quad (5.2)$$

Pro zjištění síly vyvinuté talířovou pružinou při daném stlačení je třeba vypočítat poměr vnějšího průměru pružiny D_e ku vnitřnímu D_i :

$$\delta_p = \frac{D_e}{D_i} \quad (5.3)$$

Využijeme jej pro zjištění tvarového součinitele K_1 :

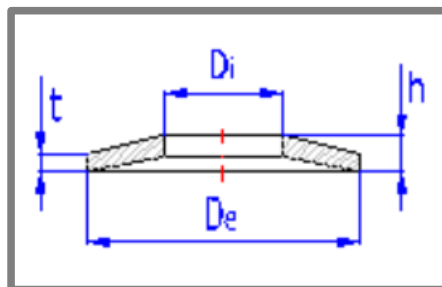
$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta_p - 1}{\delta_p}\right)^2}{\left(\frac{\delta_p + 1}{\delta_p - 1} - \frac{2}{\ln \delta_p}\right)} \quad (5.4)$$

Uvedené vztahy doplníme do rovnice pro výpočet síly generované pružinou:

$$F_{pruz} = \frac{4E_{ocel}}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot s}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] \quad (5.6)$$

kde:

E_{ocel} [MPa]	- modul pružnosti ($E_{ocel} = 207\,000$ MPa)
μ [-]	- Poissonovo číslo ($\mu = 0,292$)
t [mm]	- tloušťka pružiny
h [mm]	- výška pružiny
$h_0 = h - t$ [mm]	- vnitřní výška talíře (rozměry viz obr. 48)
D_e [mm]	- vnější průměr pružiny
s [mm]	- stlačení pružiny

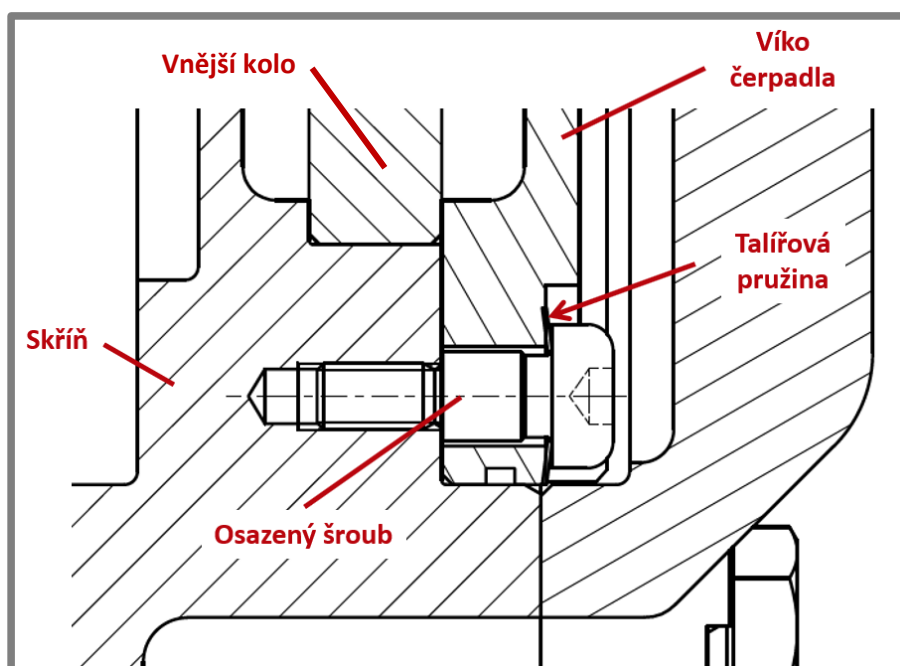


Obr. 48 Rozměry talířové pružiny

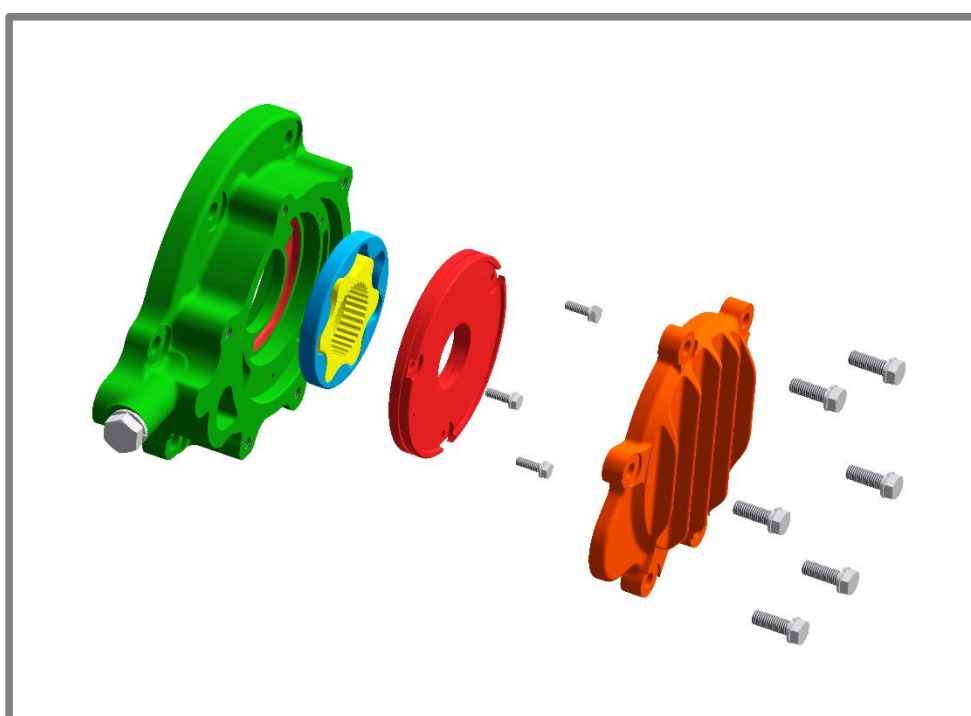
Zvolená pružina s rozměry $D_e = 16$ mm, $D_i = 8,2$ mm, $t = 0,4$ mm, $h = 0,9$ mm generuje při stlačení o 0,3 mm sílu 142,6 N, což je z výběru normovaných pružin nejbližší požadované hodnotě 135,3 N.

Aby byl možný pohyb víka daném směru, je využito osazených šroubů ISO 7379. Jedinou úpravou na vnitřním víku oproti provedení bez kompenzace je zvětšení otvorů pro tyto šrouby. Mezi víkem a hlavou každého ze tří šroubů je vsazena zmíněná talířová pružina, která je navíc jistí proti povolení, viz obr. 49. Přítlak pružin je možno ovlivnit případným přidáním standardní vymezovací podložky DIN 988 o tloušťce několik desetin mm. Vnější víko v této konfiguraci opět zůstává sériové z původního čerpadla.

Rozpad celé sestavy je vyobrazen na obr. 50.



Obr. 49 Axiální kompenzace vůlí



Obr. 50 Rozpad sestavy čerpadla

6 DISKUZE

6.1 Experimentální ověření

Realizované řešení bylo podrobeno zkouškám na zkušebně agregátů firmy Tatra Trucks. Pro test bylo využito kompletní sestupné převodovky, jejíž horní hřídel byl poháněn elektromotorem (konfigurace zkoušky a umístění snímačů viz obr. 51). Měřil se dosahovaný tlak, průtok, teplota na výstupu čerpadla a teplota na výpustném šroubu převodovky v závislosti na otáčkách horního hřídele, tzn. vnitřního kola čerpadla. Tlakový snímač se nachází v technologické záslepce na výstupu čerpadla. K měření průtoku byla vytvořena samostatná větev a výtlačný kanál v odlitku zaslepen.



Obr. 51 Konfigurace zkoušky (1 – snímač tlaku, termočlánek, 2 – termočlánek, 3 – průtokoměr)

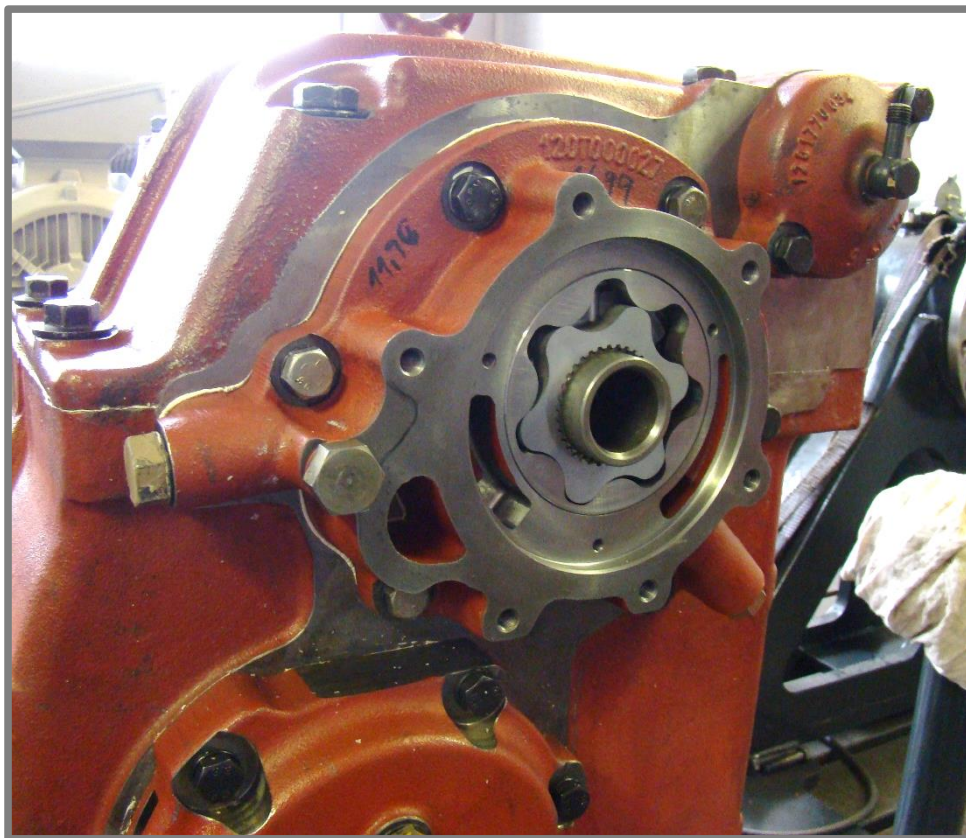
Navrhovaný postup zkoušek je následující:

- Test čerpadla ve verzi bez ax. kompenzace (AK) s původním průměrem sání.
- V případě neuspokojivých výsledků test bez AK se zvětšeným průměrem sání.
- Při přetrvávajícím nedostatečném zlepšení test čerpadla s AK a srovnání s variantou bez AK.

Zkouška za shodných podmínek byla rovněž provedena s původní variantou čerpadla pro relevantní srovnání. Průběh byl řízen pomocí PLC systému Tecomat Fox-trot, který disponuje rovněž záznamem naměřených hodnot. Byla využita následující měřicí zařízení:

- Snímač tlaku CRESTO TMG 617 Z3F (rozsah 0-250 kPa).
- Termočlásky Omega typ K.
- Průtokoměr CONTOIL VZF 25 FL 180/25 ($Q_{\min} = 75 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, $Q_{\max} = 3000 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, $DN = 25 \text{ mm}$, $t_{\max} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $PN = 25 \text{ bar}$).

Testovaný kus byl vyroben s ax. vůlí 0,05 mm. Největší naměřená vůle mezi jednotlivými zuby kol byla 0,2 mm, což je dáno součtem výrobních nepřesností a všech záměrných vůlí. Při montáži bylo soukolí promazáno olejem (obr. 52).

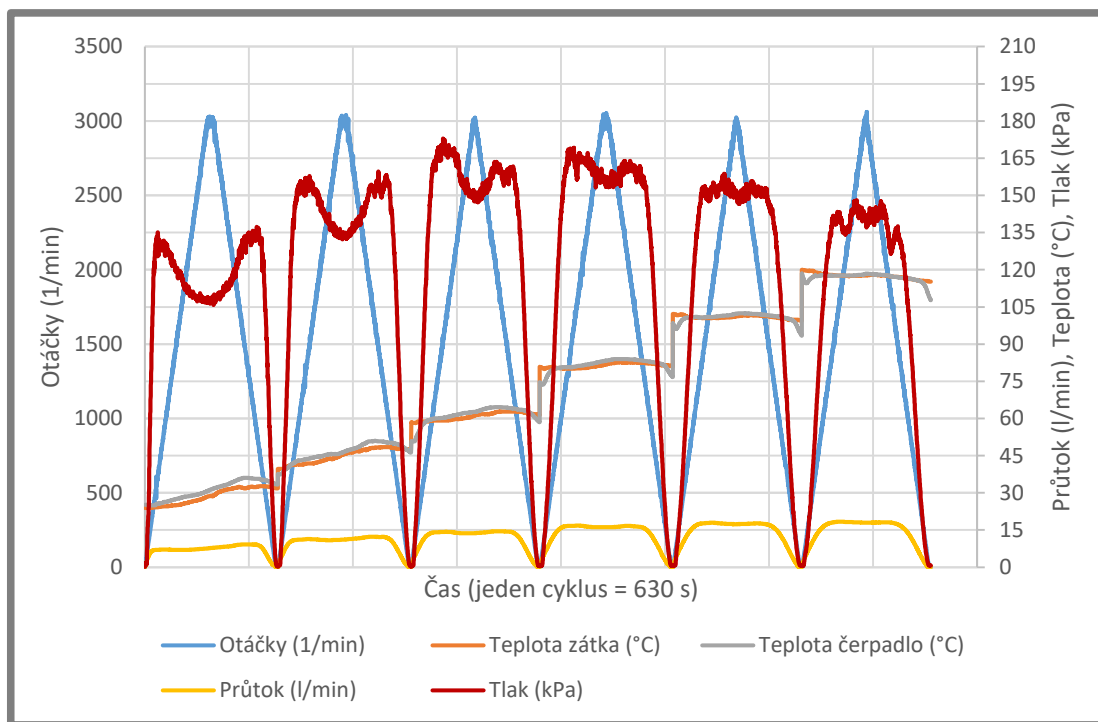


Obr. 52 Montáž čerpadla

Byla testována varianta bez AK a s původní světlostí sacího potrubí. Při prvním rozběhu, který proběhl za pokojové teploty a veškerý olej byl na dně převodové skříně, byl zaznamenán nárůst tlaku na výstupu čerpadla při otáčkách 242 min^{-1} při náběhu na 1000 min^{-1} za 40 s. Následoval záběh po dobu 70 minut při otáčkách 1000 min^{-1} . Během této doby narostl tlak z počáteční hodnoty cca 100 kPa na přibližně 160 kPa, patrně vlivem záběhu a vymezení vůlí teplotní roztažností. Po testu byla kola čerpadla vymontována a vizuálně zkontrolována a vyjma drobných kruhových škrábanců na boku vnitřního kola ze strany od víka nebylo pozorováno výraznějších změn.

Následovalo několik rozběhů při různých režimech, přičemž byl proveden i běh při 3500 min^{-1} po dobu 10 minut. Pro zjištění průběhů veličin byl nastaven cyklus, kdy probíhal náběh od 0 min^{-1} do 3000 min^{-1} po dobu 300 s, následovala 30 s výdrž na 3000 min^{-1} a doběh do klidu opět za 300 s. Ani při nejvyšších otáčkách není překročen výše uvedený limit obvodové rychlosti kol čerpadla $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, kdy by tato rychlost mohla způsobovat kavitaci. Tento test byl opakován pro teplotu oleje (měřeno na výpustném šroubu) přibližně 20, 40, 60, 80, 100, 120 °C. Mezi jednotlivými cykly probíhal běh při ustálených otáčkách pro dosažení požadovaného zahřátí. Před začátkem každého cyklu byla převodovka cca 30 až 60 s v klidu, aby olej ze sacího potrubí stekl na dno skříně a nasátí proběhlo s nezaplňným přívodem čerpadla. Výsledky

s vynechanými úseky zahřívání shrnuje graf 16 a tabulka 4. Z důvodu kolísajících hodnot tlaku blízkých nule je jako okamžik nasátí určeno navýšení tlaku nad 1 kPa a následný růst. Jelikož průtokoměr není připojen ihned na výstupu čerpadla, avšak je v samostatné smyčce, reaguje oproti tlakovému snímači se zpožděním. Počátek navyšování průtoku byl tedy ve výsledných datech přesunut k otáčkám, kdy začal být pozorován nárůst tlaku. Všechny veličiny byly snímány s frekvencí 2 Hz.



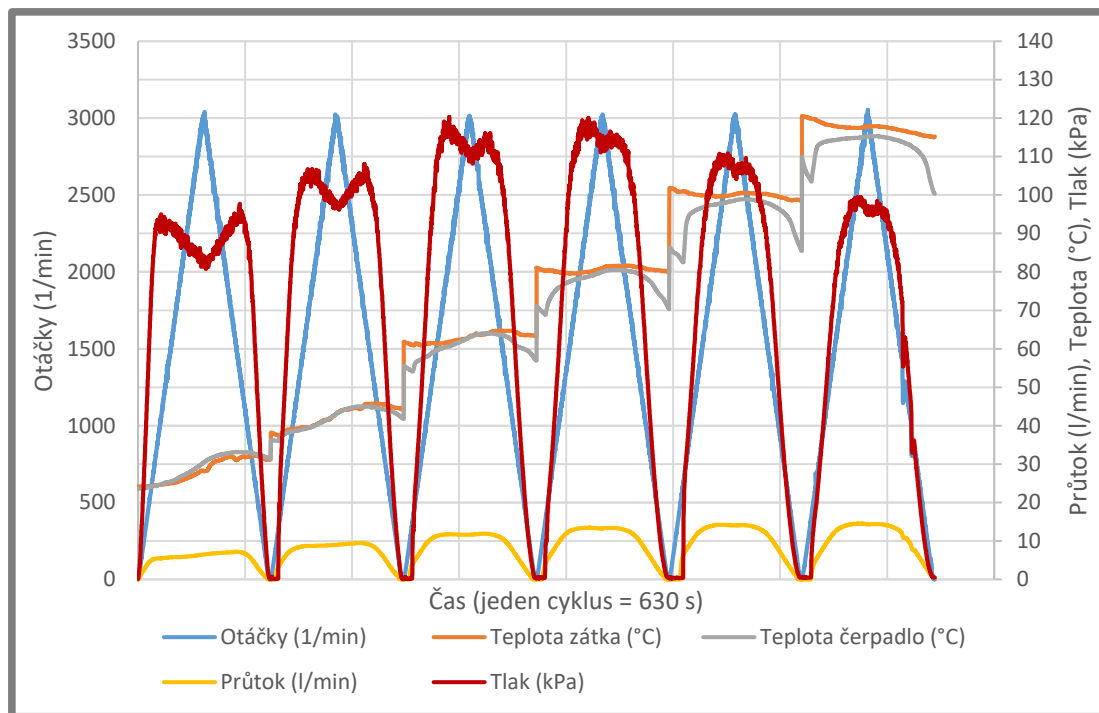
Graf 16 Naměřené průběhy veličin – nové čerpadlo

Tab. 5 Naměřené hodnoty – nové čerpadlo

Teplota oleje [°C]	Otáčky při nasátí [min ⁻¹]	Max. průtok [l·min ⁻¹] / ot. [min ⁻¹]	Max. tlak [kPa] / ot. [min ⁻¹]
23,9	90	9,3 / 898 –	137,3 / 908 –
39,6	86	12,3 / 1614 –	159,7 / 1476 –
58,2	110	14,5 / 1794 –	172,9 / 1516 +
80,4	104	16,8 / 1926 +	169,2 / 1622 +
101,9	112	17,9 / 1960 +	158,7 / 2442 +
119,9	74	18,4 / 1892 +	148 / 2642 +

Pozn.: Teplotou oleje je uvedena v okamžiku nasátí. Znaménko u otáček udává, zdali jde o otáčky v oblasti jejich nárůstu (+), resp. poklesu (–) v rámci daného cyklu.

Níže jsou uvedeny výsledky totožného měření pro původní variantu čerpadla (graf 17 a tabulka 5). Axiální vůle testovaného soukolí byla shodná s provedením gerotor, tedy 0,05 mm.



Graf 17 Naměřené průběhy veličin – původní čerpadlo

Tab. 6 Naměřené hodnoty – původní čerpadlo

Teplota oleje (°C)	Otáčky při nasátí (min ⁻¹)	Max. průtok (l·min ⁻¹) / ot. (min ⁻¹)	Max. tlak (kPa) / ot. (min ⁻¹)
23,8	326	7,2 / 1484 –	97,7 / 1358 –
37,4	330	9,5 / 1764 –	108 / 1714 –
60,9	374	11,9 / 2284 –	120,3 / 2114 +
80,3	368	13,4 / 2388 +	120 / 2410 +
100,9	628	14,2 / 2468 +	110,8 / 2712 +
119,9	396	14,5 / 2656 +	99,5 / 2712 +

Pozn.: Uvedené otáčky při nasátí pro teplotu 23,8 °C vychází ze samostatného měření, které proběhlo od 0 min⁻¹ do 1000 min⁻¹ během 40 s, neboť před měřením zamýšleného cyklu bylo čerpadlo odstaveno nedostatečnou dobu, olej ještě nebyl zcela stečen a došlo k nasátí již při 18 min⁻¹, což je patrné z prostorových grafů viz níže.

Pokud průběhy obou čerpadel srovnáme, pak z hlediska dosahovaných teplot se obě varianty chovají velmi podobně; teplota na čerpadle se výrazně neliší od teploty oleje ve skříní a náběhy teplot jsou vyhovující. Průtoky a tlaky jsou u nového typu obecně vyšší a jejich maxim je dosahováno při nižších otáčkách. V ideálním případě by průtok i tlak měl narůstat s otáčkami, naměřené průběhy však v tomto ohledu vykazují nestandardní chování, které se projevuje u obou čerpadel. Po dosažení určitých otáček (přibližně 730 min⁻¹ u běhu při 20 °C až 1470 °C u 120 °C) dochází k ustálení průtoku a na změnu otáček nad uvedenou hodnotu reaguje jen minimálně. Také tlak dosahuje svých maxim v podobných otáčkách, s jejich zvýšením dochází ke zřetelnému propadu, který je pro vyšší teploty mírnější. Průběh průtoku i tlaku sleduje symetrii cyklu, viz graf. S nárůstem teploty se průtok navyšuje na dvojnásobek. Nejvyšší

tlaky pozorujeme ve středu teplotního rozsahu, kde zřejmě dochází k nejvýhodnější kombinaci vlivu vymezení vůlí a poklesu viskozity oleje. Uvedený charakter projevují obě varianty.

Jak bylo uvedeno, mezní rychlost proudění v potrubí, při které v kapalině může docházet k turbulencím a kavitaci, je přibližně $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Při užití vzorce 6.1 zjistíme, při jakém průtoku je této rychlosti dosaženo:

$$Q = S_{pot} v_{proud} = \frac{\pi D_{pot}^2}{4} v_{proud} \quad (6.1)$$

kde:

$Q [\text{cm}^3\cdot\text{s}^{-1}]$

- průtok

$D_{pot} [\text{mm}]$

- vnitřní průměr potrubí ($D_{pot} = 12 \text{ mm}$)

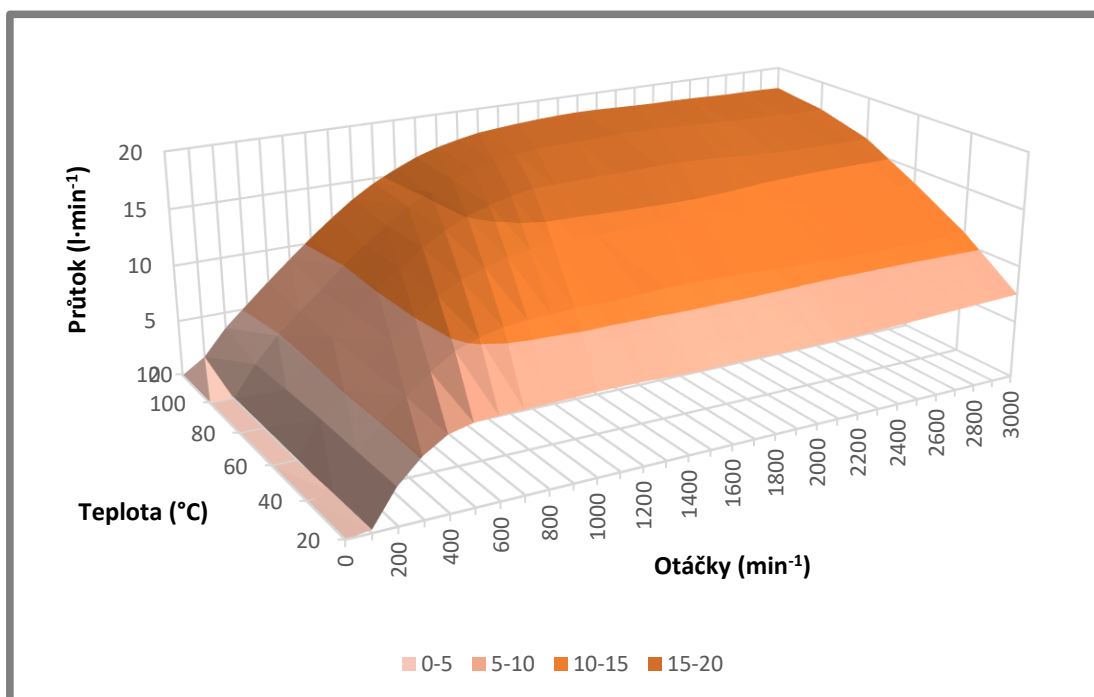
$v_{proud} [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$

- rychlost proudění v potrubí ($v_{proud} = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)

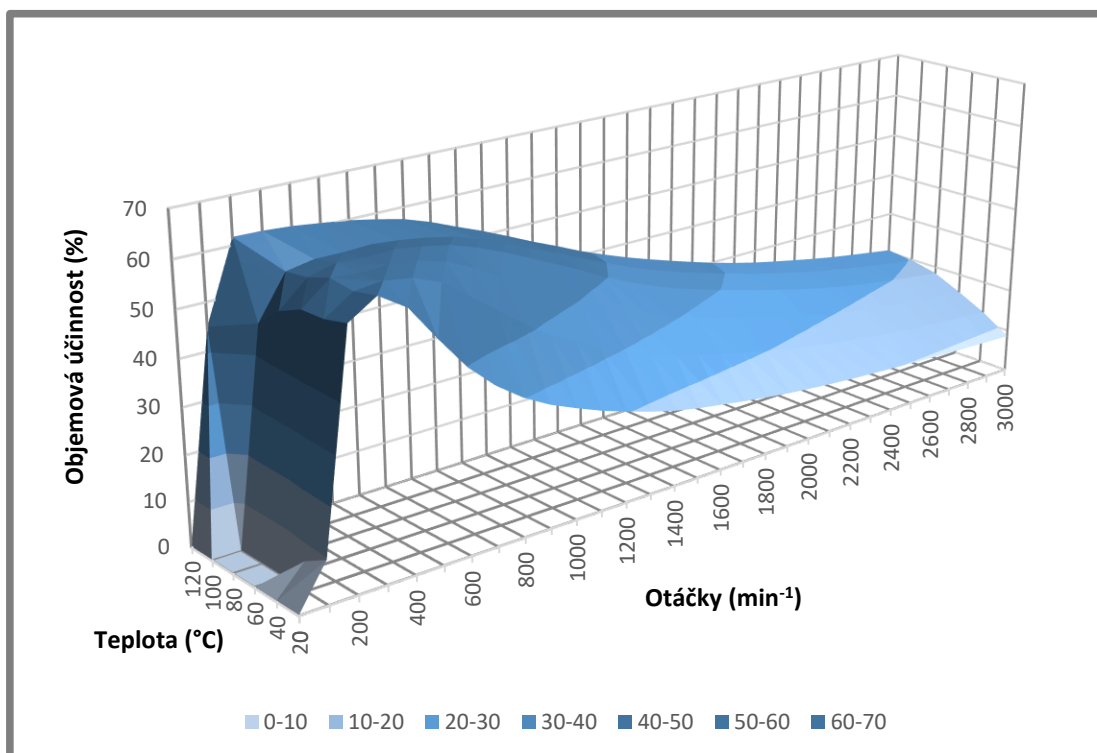
Výpočtem zjišťujeme limitní průtok $Q = 226 \text{ cm}^3\cdot\text{s}^{-1} = 13,57 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Obě čerpadla tedy zejména při vyšších teplotách dosahují průtoků nadlimitních. Jednou z příčin zmíněného chování průběhů průtoků a tlaků mohou být kavitační jevy na vstupu oleje do čerpadla, tedy přítomnost sytých par v kapalině. Plynná fáze se však může v oleji objevit i z jiného důvodu. Při brodění převodových kol je do média vnášeno množství vzduchu a ten se v oleji vyskytuje ve formě bublin. Je pravděpodobné, že se tento vzduch dostává rovněž do sací cesty čerpadla a omezuje tak navýšení průtoku a tlaku. Třetí možnou příčinou pozorovaných projevů mohou být příliš velké vůle mezi částmi čerpadla, kdy po nárůstu tlaků dochází k hydraulickému zkratu a zvýšení průtoku je znemožněno. Plynné skupenství v kapalině může potvrdit chystaný test se zvětšenou světlostí sacího potrubí na $\varnothing 15 \text{ mm}$, dojde-li v této konfiguraci k navýšení sledovaných veličin. Pokud budou zjištěné hodnoty obdobné, navrhuji užití kol čerpadla s nižší hodnotou vůlí, zejména mezi profily zubů, případně úpravu systému s využitím navrhované axiální kompenzace. Potvrzení domněnky s horší účinností čerpadla může přinést také test, kdy budou sníženy odpory v systému na straně výtlaku, tzn. budou znásobeny či zvětšeny výstupní otvory a průměry potrubí.

Z provedených měření jednotlivých cyklů byly vytvořeny následující prostorové grafy průtoku, ze kterých jsme přepočtem získali také průběhy objemové účinnosti, viz grafy 18 až 21 níže.

Pro novou variantu čerpadla:

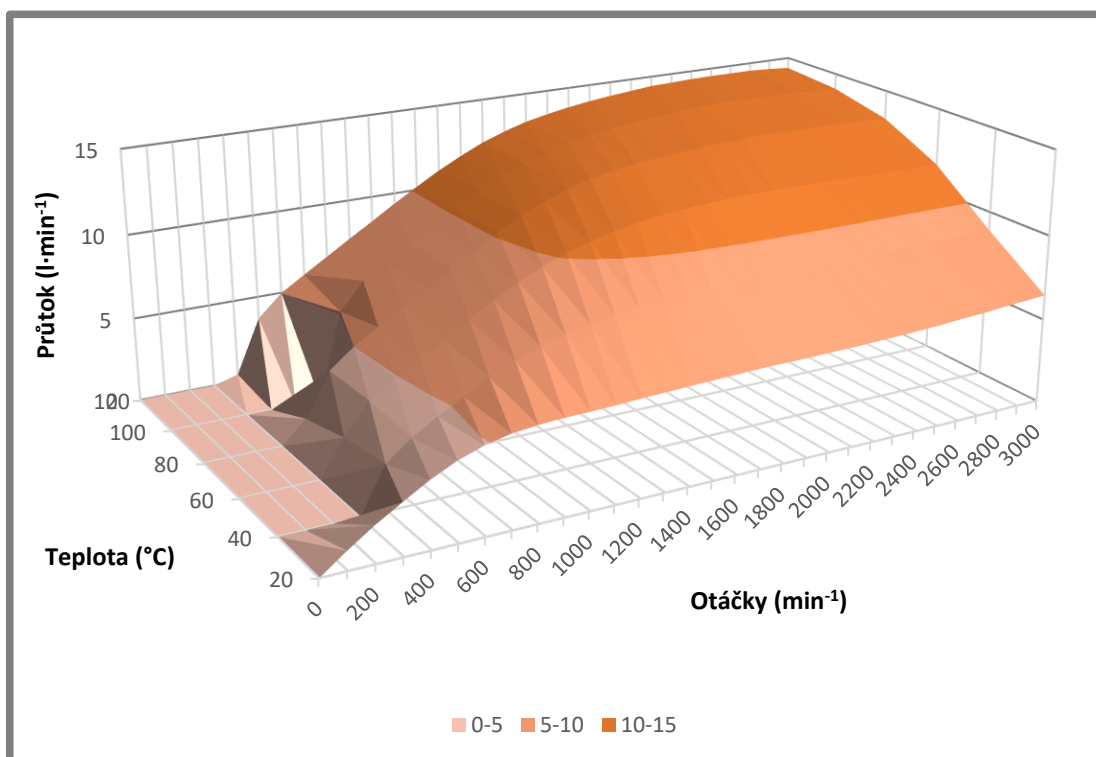


Graf 18 Mapa průtoku – nové čerpadlo

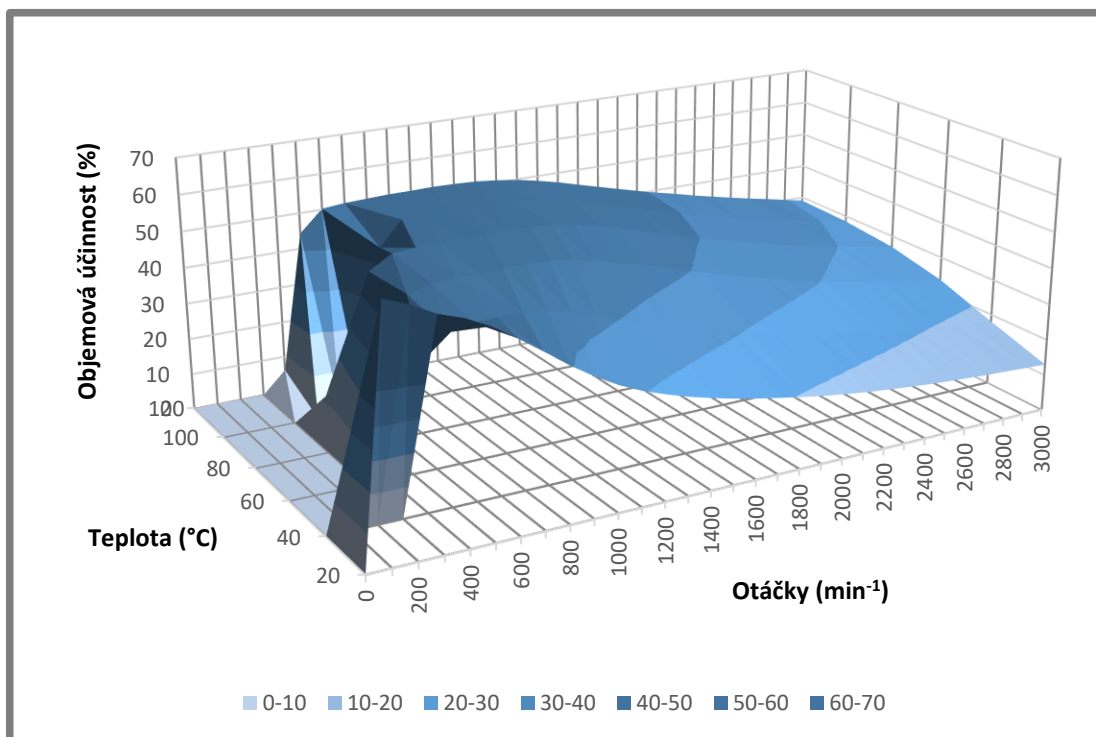


Graf 19 Mapa objemové účinnosti – nové čerpadlo

Pro původní provedení:



Graf 20 Mapa průtoku – původní čerpadlo



Graf 21 Mapa objemové účinnosti – původní čerpadlo

Pozorujeme, že ačkoli jsou průtoky novým čerpadlem vždy vyšší, jeho objemová účinnost je zlepšena jen v nízkých otáčkách a následně strmě klesá, přičemž nad 1100 min^{-1} je v celém teplotním rozsahu mírně nižší než u původního provedení. Příčiny tohoto chování byly probrány výše a je pravděpodobné, že je zapříčiněno podmínkami v systému, nikoli samotným čerpadlem. Se vzrůstající teplotou se objemová účinnost zvyšuje. Hodnoty pro 20°C u původního čerpadla jsou u nízkých otáček zavádějící, neboť jak bylo zmíněno, před měřením nebyla převodovka dostatečnou dobu v klidu.

Zpřesnění naměřených hodnot by zřejmě přinesla změna ve zkušební proceduře, kdy se čerpadlo roztočí na nízké otáčky (např. 50 min^{-1}) a stopuje se čas, dokud nedojde k nárůstu tlaku. Při zachování otáček vyčkáme na zaplavení průtokoměru a až od chvíle, kdy je průtok ustálen, začneme otáčky zvyšovat. Tak bychom získali přesnější výsledky, kdy by bylo zpoždění na průtoku ovlivněno pouze stlačitelností oleje.

I přes zmíněné nedostatky je však nutno podotknout, že naměřené hodnoty tlaků a průtoků jsou plně dostačující pro bezpečné mazání všech uzlů přídavné převodovky v celém rozsahu provozních teplot. Největším přínosem je pak především snížení otáček nutných pro nasátí oleje, kdy došlo ke zlepšení o 71-82 % v závislosti na teplotě. Při vyhodnocení nebyl brán v potaz výsledek při 120°C , neboť u obou čerpadel byla mezi náběhem teploty a měřicím cyklem jen krátká pauza (12 s u původní varianty, resp. 3,5 s u gerotoru). V průměru se nasávací otáčky pohybují pod 100 min^{-1} a pro různé teploty je rozdíl v nasávacích otáčkách pouze v řádu desítek. U původní varianty kolísají tyto otáčky od cca 320 min^{-1} do 630 min^{-1} . Zjištěné zlepšení dává dobrý předpoklad k urychlení montáže převodovky při výrobě, neboť rozdíly v rozměrech v rámci výrobních tolerancí, zejména v případě axiální vůle kol čerpadla, budou pokryty dostatečnou nasávací schopností a nebude tak nutné každé čerpadlo separátně testovat, jako tomu bylo dosud. Tuto hypotézu potvrdí další testy s využitím součástí s různými rozměrovými přesnostmi.

6.2 Analýza opotřebení

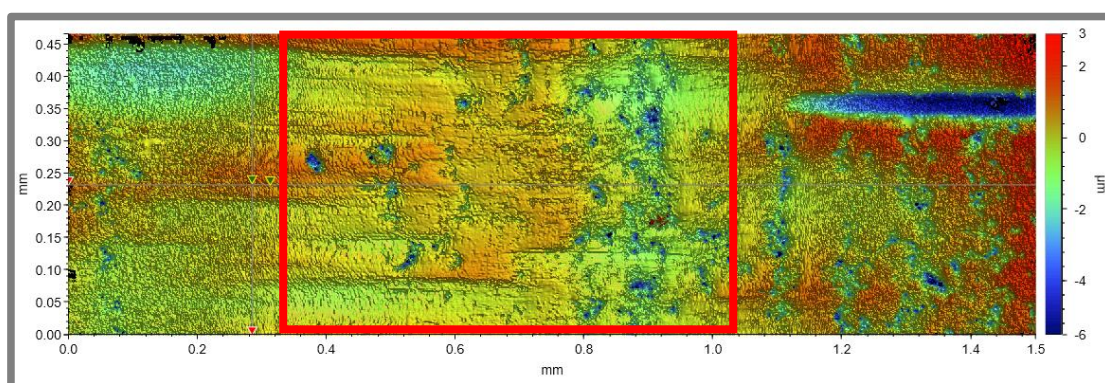
6.2

Prototyp nového čerpadla byl na zkušebně v různých režimech provozován cca 50 hodin, což je vzhledem k požadované trvanlivosti velmi málo. Testy však probíhaly v otáčkovém rozsahu do 3500 min^{-1} a výraznou část zkušební doby byly otáčky nad provozním maximem v reálném vozidle, kde je čerpadlo roztáčeno do cca 2400 min^{-1} . Je třeba rozhodnout, zdali má význam uvažovat o použití tepelně nezpracovaných ocelí pro výrobu soukolí čerpadla, což by bylo z technologického a ekonomického hlediska výhodné.

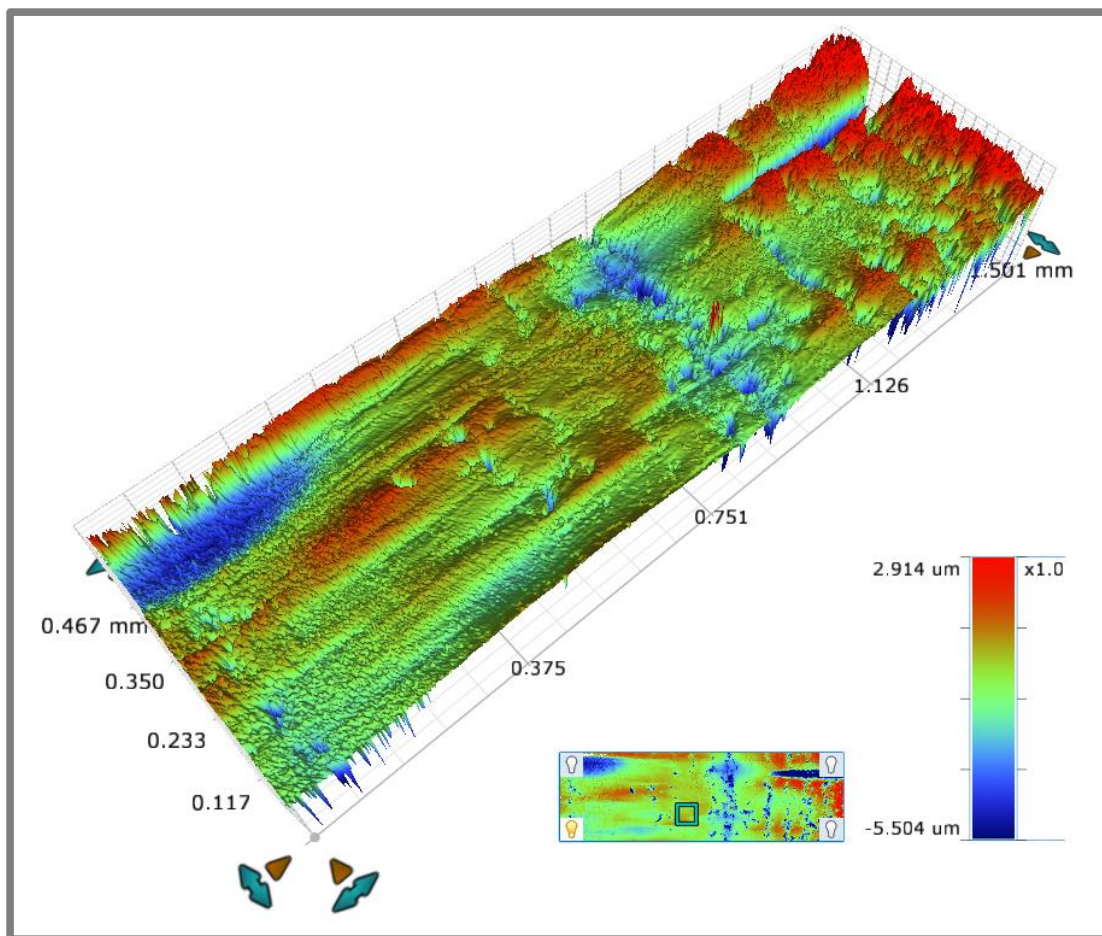


Obr. 53 Opotřebení zubu

Profil zubů kol vykazuje viditelné změny pouhým okem, viz obr. 53. zejména v části, kde zuby navzájem přebírají záběr (malé úhly záběru). Stále je však i v místech největšího opotřebení okem možné pozorovat stopy po obrábění, tudíž od opakovaného fotogrammetrického měření 3D skenerem bylo upuštěno, neboť tvarové změny by byly na hranici měřitelnosti. Proběhlo však opětovné měření na optickém profilometru. Jelikož jsou povrchové změny nerovnoměrné, byla na vnitřním kole zkoumána v místě viditelného opotřebení větší oblast a jednotlivé skeny navzájem poskládány. Na vnějším kole je opotřebení patrné především při úpatí každého zubu. Průzkum tohoto místa však komplikuje fakt, že je kvůli nedostatku prostoru nutné nahlédnout na profil pod úhlem a je problematické sejmutí spojitého povrchu – většina skenů vykazovala prázdné oblasti. U skládaných snímků je patrný pás opotřebení s odlišnou strukturou, viz obr. 54 a 55, což může být zapříčiněno změnou optických podmínek vlivem zakřivení při průchodu objektivu, a tak kromě vyhodnocení oblasti jako celku byl samostatně vyšetřen zmíněný pás.



Obr. 54 Povrch zubu vnitřního kola po zkoušce s vyznačenou oblastí s nižší drsností



Obr. 55 Tentýž povrch viz obr. 54 – 3D vizualizace

Obecně můžeme říci, že struktura povrchu se v místech opotřebení zlepšila. Na profilu vnějšího kola byly zjištěny hodnoty Ra 1,75 až 2,91 μm . Okem je viditelné v celé ploše zubu oleštění rýhováním vzniklého při obrábění. Výraznější změny jsou patrné na vnitřním kole, kdy se drsnost v místech záběru zubů zlepšila až na hodnoty pod $Ra = 0,6 \mu\text{m}$. Pokud se zaměříme na oblasti dle obr. 68, poté střední část na různých zubech vykazuje $Ra = 0,4\text{--}0,55 \mu\text{m}$, zatímco sousední plochy přibližně $Ra = 0,75 \mu\text{m}$. Místa jsou na profilu viditelné hlubší podélné rýhy, pravděpodobně vzniklé výskytem cizích částic. Veškeré výsledky profilometrických měření viz příloha B.

Jedinou další zřetelnou změnou jsou lehké radiální rýhy na bocích kol, které vznikají nejspíše v prvních okamžicích po rozběhu, než se vytvoří mazací film. Dle zadavatele jsou běžným projevem i na původním typu čerpadla a na funkci a životnost čerpadla nemají zásadní vliv.

Z uvedených závěrů vyplývá, že použití zvoleného materiálu 1.7131 má perspektivu i v dlouhodobějších životnostních testech. Obdobně by mohl být otestován také materiál E335, který byl pro výrobu soukolí užíván v sériové výrobě doposud.

6.3 Navrhovaný další postup

Pro zjištění příčiny sledovaných průběhů průtoků a tlaků bude proveden test se zvětšeným průměrem sacího potrubí. Pro další ověření doporučuji použití soukolí vy-

robeného konvenčním obráběním, kdy profil zubu bude obroben na CNC frézce. Pokud testy potvrdí možnost využití běžných technologií, dá se očekávat, že náklady na výrobu nového čerpadla budou obdobné, či nižší než u původní varianty. Bylo by záhodno realizovat dlouhodobý životnostní nonstop test (několik týdnů) za vyšších otáček a rovněž odzkoušet řešení v reálném vozidle. Pokud by účinnost čerpadla byla shledána jakkoli nedostačující, navrhuji použití menší vůle mezi profily, případně odzkoušení varianty s axiální kompenzací vůlí.

7 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh a realizace nového typu olejového čerpadla pro mazání přídatného převodu nákladního vozidla Tatra T158 Phoenix. Důvodem byla především nedostatečná funkčnost mazacího systému při pomalé jízdě vozidla.

Na základě poznatků z řešební části byla dle analytického výpočtu navrženého v prostředí Mathcad vytvořena geometrie čerpadla s ohledem na zástavbové možnosti. Pro tvorbu výpočtu bylo nutné syntetizovat informace z několika zdrojů, kdy žádný nenabízel komplexní pohled na řešenou problematiku. Byl brán zřetel na co nejmenší nutné modifikace stávajícího řešení a volbu vhodných parametrů z hlediska funkčnosti a životnosti. Oproti původnímu zubovému čerpadlu s vnitřním ozubením disponuje prototyp tvarem zubů využívajícím cykloidních křivek (tzv. geometrie typu „gerotor“). Má navýšený geometrický objem a potenciál lepšího nasátí při nižších otáčkách.

Vznikla kompletní výkresová dokumentace ke dvěma variantám, lišícím se využitím axiální kompenzace vůlí u jedné z nich. Byl zvolen vhodný materiál a technologie produkce gerotorového soukolí. Spolu s ním bylo vyrobeno nové vnitřní víko a upravena skříň čerpadla. Kola byla podrobena fotogrammetrickému měření rozměrové přesnosti a také profilometrické analýze struktury povrchu stykových ploch zubů. Následovala experimentální část, kdy byl návrh ověřen zkušebnou zadavatelské firmy. Již první testy prokázaly výrazné zlepšení sací schopnosti. Po fázi záběhu bylo provedeno měření charakteristik čerpadla za různých teplot. Pro relevantní srovnání bylo shodné zkušební proceduře podrobena také původní řešení.

Testy prokázaly dobrou nasávací schopnost čerpadla v celém rozsahu dosahovaných teplot oleje. Došlo k navýšení dosahovaných tlaků a průtoků přibližně o čtvrtinu, což je dáno zvětšeným geometrickým objemem čerpadla. Hodnoty jsou sice vyšší, než je požadováno v zadání, ale pro funkci převodovky se nejedná o problematický nárůst. Navíc je případná korekce tlaku snadná.

Dosavadní funkčnost prototypu, především z hlediska nasávání, dává předpoklad k úplné zaměnitelnosti součástí při montáži, což bude ověřeno navazujícími zkouškami. Pokud nebude nutné každý kus jednotlivě zkoušet, povede to k urychlení a zefektivnění montáže. Spolehlivé nasátí již při nízkých otáčkách, tzn. při nízké rychlosti vozu, zvýší spolehlivost hnacího ústrojí vozidla.

Navržené řešení je odzkoušeno a funkční. Dosahované tlaky a průtoky jsou pro dostatečné mazání převodovky plně vyhovující. Cíl práce byl splněn. Předmětem další činnosti je především zjistit důvody naměřených průběhů sledovaných veličin navrhovanými testy a vyhodnotit, zdali jsou pro funkci čerpadla či převodovky škodlivé. Pokud i zkoušky se soukolím vyrobeným technologií použitelnou zadavatelem v sériové výrobě prokáží dobré parametry a trvanlivost, je možné řešení aplikovat nejen v produkci vozidel T158, ale s patřičnými úpravami také u dalších typů.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PIVOŇKA, Josef et al.. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL - nakladatelství technické literatury, n. p., 1987.
- [2] GRESHAM, Bob. HYDRAULICS : An inside look at pumps. *Tribology & Lubrication Technology*. 2007, roč. 8, č. 63, s. LF26-LF28.
- [3] VIKING PUMP. *Pump School* [online]. [vid. 9. listopad 2016]. Dostupné z: <http://www.pumpschool.com/principles>
- [4] BOHR, Bill. Vane pump technology and its S&D manufacturing applications. *INFORM*. 2007, roč. 18, č. 11.
- [5] LU, Yong, Wei ZHANG, Yuan-yang ZHAO, Zhi-zhong WANG a Peng-cheng SHU. Studies on several key problems of water hydraulic vane pump. *Industrial Lubrication and Tribology* [online]. 2011, roč. 63, č. 2, s. 134–141. ISSN 0036-8792. Dostupné z: doi:10.1108/00368791111112243
- [6] KIM, Min-Soo, Hyun-Woo LEE, Sung-Yuen JUNG a Chul KIM. Development of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-arc Curves. *Journal of the Korean Society of Precision Engineering* [online]. 2012, roč. 29, č. 9, s. 1003–1011. ISSN 1225-9071. Dostupné z: doi:10.7736/KSPE.2012.29.9.1003
- [7] BONANDRINI, G, G MIMMI a C ROTTENBACHER. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* [online]. 2009, roč. 223, č. 6, s. 1469–1480. ISSN 0954-4062. Dostupné z: doi:10.1243/09544062JMES1163
- [8] SASAKI, Harumitsu, Naoki INUI, Yoshiyuki SHIMADA a Daisuke OGATA. Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump Rotor (Megafloid Rotor). *SEI Technical Review*. 2008, č. 66, s. 124–128.
- [9] RANGANATHAN, G., T. HILLSON SAMUEL RAJ a P. V. MOHAN RAM. Wear characterisation of small PM rotors and oil pump bearings. *Tribology International* [online]. 2004, roč. 37, č. 1, s. 1–9. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/S0301-679X(03)00109-9
- [10] YOSHIDA, Kentaro, Masato UOZUMI, Yoshiyuki SHIMADA a Toshiyuki KOSUGE. Development of high efficiency internal gear pump rotor „geocloid rotor“. *SEI Technical Review*. 2012, č. 74, s. 43–47. ISSN 13434349.
- [11] FABCO AUTOMOTIVE CORPORATION. *TC-160 Transfer Case and PTO-160 Split-Shaft PTO Service Manual* [online]. nedatováno. Dostupné z: www.fabcoautomotive.com
- [12] CHILD, Robin E. Gerotor Pump. 4,540,347. 1985. USA.
- [13] DICK, Joseph A. Reversible Gerotor Pump. 5,711,408. 1998. USA.
- [14] KIM, Sang Yeol, Yun Joo NAM a Myeong Kwan PARK. Design of port plate in gerotor pump for reduction of pressure pulsation. *Journal of Mechanical Science and Technology* [online]. 2006, roč. 20, č. 10, s. 1626–1637. ISSN 1738494X. Dostupné z: doi:10.1007/BF02916266
- [15] NICHOLS PORTLAND. *Gerotor Selection and Pump Design*. nedatováno.
- [16] SIKORA, Roman, Adam BUREČEK, Lumír HRUŽÍK a Martin VAŠINA. Experimental investigation of cavitation in pump inlet. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2015, roč. 92, s. 2081. ISSN 2100-014X. Dostupné z: doi:10.1051/epjconf/20159202081

- [17] ODBOR ZKOUŠEK AGREGÁTŮ. *Protokol o zkoušce*. 2014.
- [18] MIMMI, Giovanni C., Paolo E. PENNACCHI a Carlo G. SAVI. Involute Gear Pumps versus Lobe Pumps: A Comparison. *ASME Journal of Mechanical Design*. 1997, roč. 119, č. 4, s. 458–465.
- [19] ČÍRTEK, Andrej. *TATRA TRUCKS v roce 2016 vyrobila 1326 vozidel. Výroba meziročně vzrostla o 56 procent* [online]. 2017 [vid. 1. leden 2017]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/o-spolecnosti/tisk-a-media/tiskove-zpravy/tatra-trucks-v-roce-2016-vyrobila-1326-vozidel-vyroba-mezirocne-vzrostla-o-56-procent-1/>
- [20] TATRA TRUCKS A. S. *Tisíci TATRA PHOENIX byla slavnostně předána novému majiteli* [online]. 2017 [vid. 1. leden 2017]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/o-spolecnosti/tisk-a-media/aktualne/tisici-tatra-phoenix-byla-slavnostne-predana-novemu-majiteli/>
- [21] LIU, Hao, Jae-Cheon LEE, Alex YOON a Sang-Tae KIM. Profile Design and Numerical Calculation of Instantaneous Flow Rate of a Gerotor Pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics*. 2015, č. 3, s. 92–97.
- [22] MIMMI, Giovanni C. a Paolo E. PENNACCHI. Internal Lobe Pump Design. *Transactions CSME*. 1997, roč. 21, č. 2, s. 109–121.
- [23] COLBOURNE, J. R. Gear Shape and Theoretical Flow Rate in Internal Gear Pumps. *Transactions CSME*. 1975, roč. 3, č. 4, s. 215–223.
- [24] IVANOVIĆ, Lozica T., Milan D. ERIC, Blaža Z. STOJANOVIĆ a Andreja B. ILIĆ. Determination of tooth clearances at trochoidal pump. *FME Transactions*. 2011, roč. 39, č. 3, s. 117–126. ISSN 14512092.
- [25] HWANG, Yii Wen a Chiu Fan HSIEH. Geometry design and analysis for trochoidal-type speed reducers: With conjugate envelopes. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 2006, roč. 30, č. 2, s. 261–278. ISSN 03158977.
- [26] SAMKOVÁ, Kateřina. Křivky - základní pojmy. *Křivky* [online]. 2006 [vid. 1. leden 2017]. Dostupné z: <http://geometrie.kma.zcu.cz/work/KS/pojmy.htm>
- [27] IVANOVIC, Lozica, Danica JOSIFOVIĆ, Andreja ILIĆ a Blaža STOJANOVIĆ. Specific Sliding of the trichoidal gearing at the gerotor pump. In: *SERBIATRIB '11, 12th international conference on tribology*. 2006, s. 121–127.
- [28] IVANOVIĆ, Lozica, Danica JOSIFOVIC, Mirko BLAGOJEVIC, Blaža STOJANOVIC a Andreja ILIC. Determination of Gerotor Pump Theoretical Flow. *Conf. on Mechanical Engineering Technologies and Applications*. 2012, s. 244–250.
- [29] KWON, Soon-Man, Han Sung KANG a Joong-Ho SHIN. Rotor profile design in a hypogerotor pump. *Journal of Mechanical Science and Technology* [online]. 2009, roč. 23, s. 3459–3470. Dostupné z: doi:10.1007/s12206-009-1007-y
- [30] GROB INC. *Cold Rolled Advantage* [online]. [vid. 1. leden 2017]. Dostupné z: <http://www.grobinc.com/cold-rolled-advantage/>
- [31] VUHŽ A. S. *Speciální válcované profily - Výrobní možnosti* [online]. [vid. 1. leden 2017]. Dostupné z: <http://www.vuhz.cz/pages/cs/zamereni-firmy/s1/specialni-valcovane-profilovy-vyrobní-možnosti.php>
- [32] MATERIÁLOVÝ LIST. *Mn-Cr ocel k cementování*. 1.7131. nedatováno. *DIN EN 10084*.

- [33] SSAB. *HARDOX 400 SHEET* [online]. 2016. Dostupné z: <http://www.gamaocel.cz/4861/hardox/>
- [34] MICHAELIDES, E. E. *Particles, Bubbles & Drops: Their Motion, Heat and Mass Transfer*. Singapore: World Scientific, 2006.
- [35] MIMMI, Giovanni C., G. BONANDRINI a C. ROTTENBACHER. Theoretical Analysis of Internal Lobe Pumps. *IFTToMM World Congress*. 2007.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9

AK	- axiální kompenzace vůlí	Ra	- střední aritmetická úchylka profilu
b	- šířka kola	r_b	- poloměr limitní kružnice
C	- střed oblouku zubu	R_f	- poloměr oblouku vnitřního kola v konvexní části
C	- výpočtový koeficient	R_r	- poloměr oblouku vnitřního kola v konkávní části
CAD	- Computer Aided Design	s	- stlačení pružiny
D_e	- vnější průměr talířové pružiny	S_1	- střed souř. sys. vnitřního kola
D_i	- vnitřní průměr talířové pružiny	S_2	- střed souř. sys. vnějšího kola
D_{pot}	- průměr potrubí	S_b	- střed základního souř. systému
E	- excentricita	S_{vyt}	- plocha prostoru výtlaku ve víku
EDM	- Electrical Discharge Machining	t	- tloušťka pružiny
E_{ocel}	- modul pružnosti oceli	v	- vůle profilů kol
$F_{1pruž}$	- síla na jednu pružinu	V_g	- geometrický objem
F_{viko}	- odtlačná síla na víko	V_{gzm}	- geometrický objem sčítáním zubových mezer
h	- výška pružiny	v_{proud}	- rychlost proudění
h_0	- vnitřní výška talíře	v_r	- skluzová rychlost
I	- pulsace průtoku	v_{r1}	- relativní rychlost bodu dotyku vzhledem k vnitřnímu kolu
K_1	- tvarový součinitel	v_{r2}	- relativní rychlost bodu dotyku vzhledem k vnějšímu kolu
K_h	- poměr zkrácení – hypocykloida	V_{zmin}	- objem zubové mezery vnitřního kola
K_p	- poměr zkrácení - pericykloida	V_{zmout}	- objem zubové mezery vnějšího kola
L_h	- vzdálenost středu oblouku zubu vnitřního kola od jeho středu	α_0	- úhel záběru
L_p	- vzdálenost středu oblouku zubu vnitřního kola od jeho středu	α_i	- poziční úhel natočení
m	- modul ozubení	β_i	- poziční úhel natočení k inflexnímu bodu
M	- bod dotyku	γ	- úhel CO_2M
N_1	- počet zubů vnitřního kola	γ_i	- poziční úhel natočení k inflexnímu bodu
N_2	- počet zubů vnějšího kola	δ	- úhel mezi vrcholem zubu a inflexním bodem
O_1	- střed vnitřního kola	δ_p	- poměr průměrů pružiny
O_2	- střed vnějšího kola	η	- celková účinnost
PEEK	- polyetereterketon	η_o	- průtoková (objemová) účinnost
PLC	- Programmable Logic Controller	η_p	- tlaková (hydraulicko-mechanická) účinnost
PTO	- Power Take-off	θ	- úhel PCO_2
p_{viko}	- tlak na víko	λ	- poměr velikosti zubu
Q	- průtok	μ	- Poissonovo číslo
R	- poloměr oblouku zubu vnějšího kola		
r_1	- poloměr roztečné kružnice vnitřního kola		
r_2	- poloměr roztečné kružnice vnějšího kola		

ξ_1	- měrný skluz vnitřního kola
ξ_2	- měrný skluz vnějšího kola
ρ_1	- vzdálenost bodu dotyku od středu vnitřního kola
ρ_2	- vzdálenost bodu dotyku od středu vnějšího kola
τ	- úhel natočení jednotlivých zubů vnitřního kola
φ	- úhel rotace hybné polodie
φ_1	- úhel natočení vnitřního kola
φ_2	- úhel natočení vnějšího kola
Ψ	- úhel PCO_1
Ω	- polovina úhlu mezi jednotli- vými zuby
ω_1	- úhlová rychlost vnitřního kola
ω_2	- úhlová rychlost vnějšího kola
ω_r	- rozdíl úhlových rychlostí kol

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ**10**

Obr. 1 Podvozek Tatra	9
Obr. 2 Srovnání konstrukcí zubových čerpadel	11
Obr. 3 Princip lamelového čerpadla	11
Obr. 4 Čerpadlo typu gerotor	12
Obr. 5 Tvar pericykloidy a hypocykloidy. Modře znázorněna hybná polodie.	13
Obr. 6 Vnitřní a vnější obálka cyklických křivek vytvořená obíhající kružnicí	13
Obr. 7 Pericykloidní základ: a) vnější obálka, b) vnitřní obálka; hypocykloidní základ: c) vnější obálka, d) vnitřní obálka	13
Obr. 8 Gerotor s epicykloidními a hypocykloidními oblouky ve srovnání s běžnější geometrií s kruhovými oblouky	14
Obr. 9 Tvar vnitřního rotoru s vloženým kruhovým obloukem	14
Obr. 10 Geometrie Megafloid	15
Obr. 12 Geometrie Geocloid	16
Graf 1 Závislost potřebného hnacího momentu na průměru vnějšího rotoru cykloidních čerpadel	16
Obr. 11 Mrtvý prostor zvyšující tření na bocích kol	16
Obr. 13 Gerotor s axiální kompenzací vůlí	17
Graf 2 Celková účinnost zubového čerpadla a průtoková účinnost gerotoru v závislosti na otáčkách	18
Obr. 14 Gerotor s reverzací pomocí přitlačné desky	18
Obr. 15 Změna smyslu otáčení	19
Obr. 16 Gerotor s reverzací pomocí opásané pružiny	19
Obr. 17 Tvary sacích a výtlačných otvorů	20
Obr. 18 Tvar otvorů s odlehčovacími drážkami	21
Graf 3 Znázornění průtoku na tlaku	21
Obr. 19 Formování bublin v minerálním oleji	22
Obr. 20 Schéma přidavného převodu – dvoustupňová varianta	24
Obr. 21 Umístění olejového čerpadla na horní části sestupné převodovky	25
Obr. 22 Těleso čerpadla	26
Obr. 23 Ozubená kola čerpadla	26
Obr. 24 Sestupná převodovka se skříní čerpadla, montáž ve voze	27
Obr. 25 Tatra T158 Phoenix	29
Obr. 26 Varianta 1 - geometrie vnitřního rotoru	31
Obr. 27 Geometrie typu 1	32
Obr. 28 Geometrie čerpadla	36
Obr. 29 Poloha bodu dotyku	37
Graf 4 Úhel záběru pro i-tý zub	38
Graf 5 Změna objemu i-té komory	39
Graf 6 Okamžitý průtok čerpadla – sudé N_2	40
Graf 7 Okamžitý průtok čerpadla – liché N_2	40
Graf 8 Měrné skluzu (vnitřní kolo - 1, vnější kolo - 2)	42
Obr. 30 Trajektorie bodů dotyku	43
Obr. 31 Typ 2 - geometrie vnějšího rotoru	44
Obr. 32 Poziční úhly vnitřního rotoru	46
Obr. 33 Typ 2 - geometrie vnitřního rotoru	47
Graf 9 Hypocykloida, vnější obálka – měrný objem	48

Graf 10 Pericykloida, vnitřní obálka – měrný objem	48
Graf 11 Pulsace průtoku (zeleně typ 1, fialově typ 2)	48
Obr. 34 Tvar vnitřního kola – varianta 1	49
Obr. 35 Tvar vnitřního kola – varianta 2	50
Graf 12 Úhel záběru – varianta 1	50
Graf 13 Úhel záběru – varianta 2	51
Graf 14 Měrný skluz – varianta 1	52
Graf 15 Měrný skluz – varianta 2	52
Obr. 36 Teplotní analýza soukolí	54
Obr. 37 Profilometrické měření	55
Obr. 38 Nedokonalosti povrchu zubů kol	55
Obr. 39 Struktura povrchu profilu vnitřního kola – $R_a = 3,27 \mu\text{m}$	56
Obr. 40 Struktura povrchu vnějšího kola v místě rýhy – $R_a = 3,98 \mu\text{m}$	56
Obr. 42 Odchyšky profilu ozubení vnějšího kola	57
Obr. 41 3D skenování	57
Obr. 43 Odchyšky profilu ozubení vnitřního kola	58
Obr. 44 Vyrobené soukolí čerpadla s doplněnými referenčními body pro 3D skenování	59
Obr. 45 Původní vs. upravená skříň čerpadla (změněné části červeně)	60
Obr. 46 Upravená skříň čerpadla	60
Obr. 47 Víko čerpadla (na obr. vpravo uloženo ve vnějším víku)	61
Obr. 48 Rozměry talířové pružiny	62
Obr. 49 Axiální kompenzace vůlí	63
Obr. 50 Rozpad sestavy čerpadla	63
Obr. 51 Konfigurace zkoušky	64
Obr. 52 Montáž čerpadla	65
Graf 16 Naměřené průběhy veličin – nové čerpadlo	66
Graf 17 Naměřené průběhy veličin – původní čerpadlo	67
Graf 18 Mapa průtoku – nové čerpadlo	69
Graf 19 Mapa objemové účinnosti – nové čerpadlo	69
Graf 20 Mapa průtoku – původní čerpadlo	70
Graf 21 Mapa objemové účinnosti – původní čerpadlo	70
Obr. 53 Opotřebení zubu	72
Obr. 54 Povrch zubu vnitřního kola po zkoušce s vyznačenou oblastí s nižší drsností	72
Obr. 55 Tentýž povrch viz obr. 54 – 3D vizualizace	73

11 SEZNAM TABULEK**11**

Tab. 1 Geometrie Megafloid – tolerance (výběr hodnot)	15
Tab. 2 Rozměry	49
Tab. 3 Parametry navrhnutých čerpadel	51
Tab. 4 Naměřené hodnoty – nové čerpadlo	66
Tab. 5 Naměřené hodnoty – původní čerpadlo	67

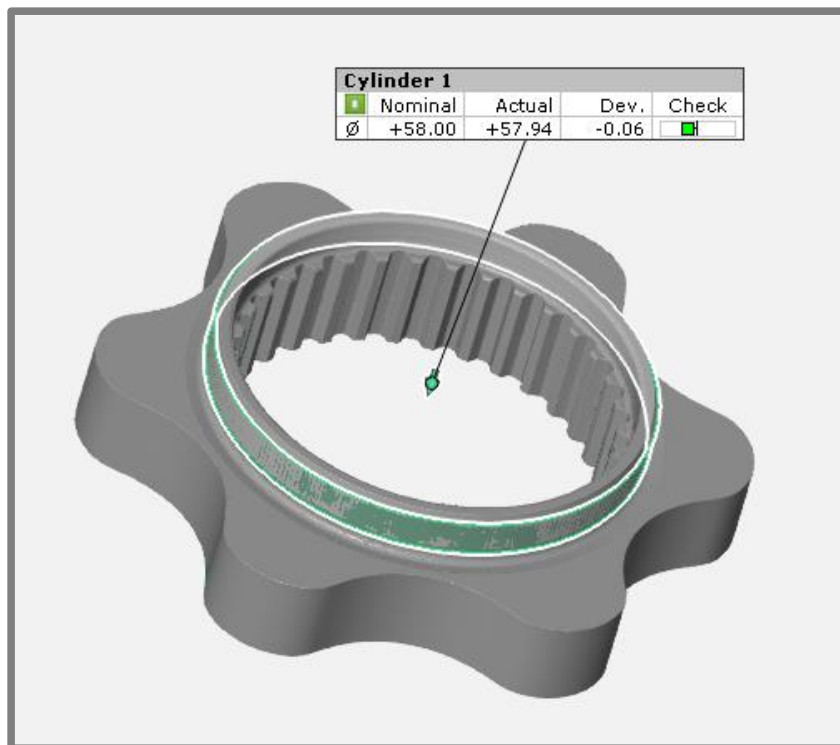
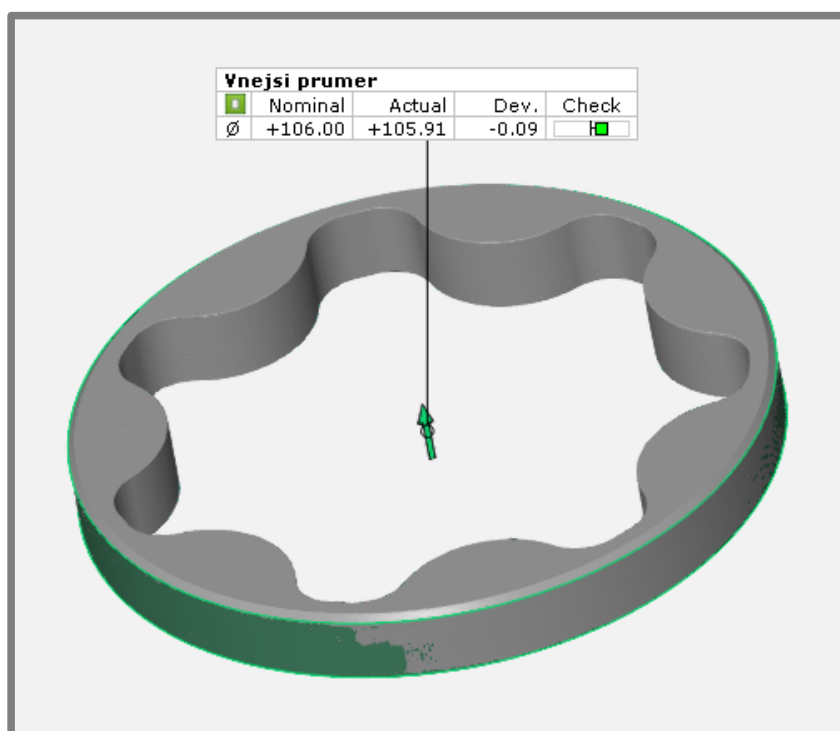
12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A Kontrola rozměrových tolerancí soukolí v programu GOM Inspect

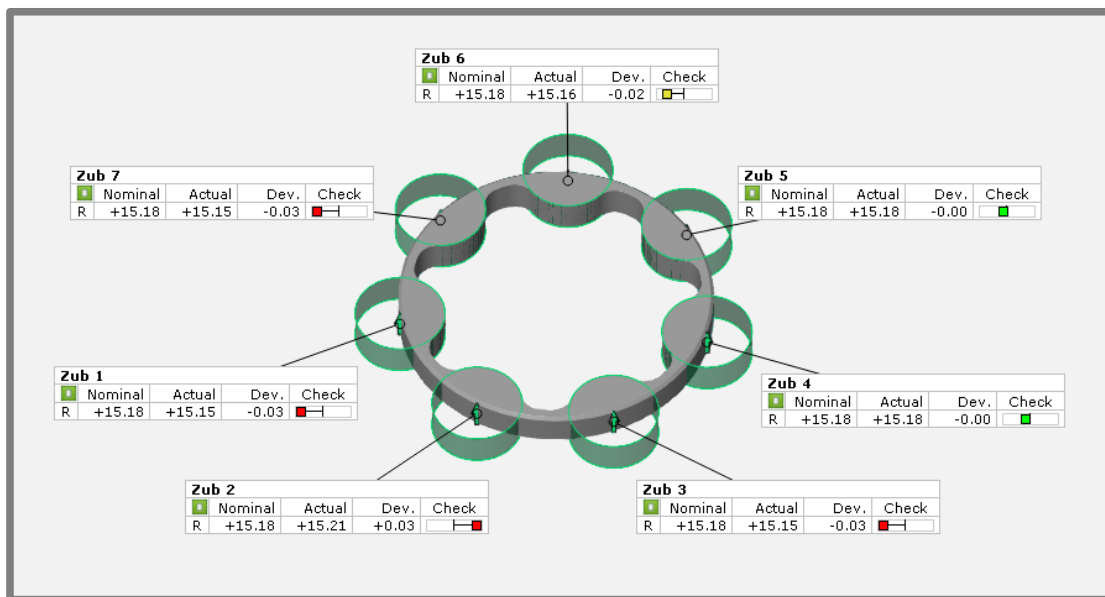
Příloha B Výsledky analýzy povrchu

Příloha C Výpočet čerpadla v prostředí Mathcad (viz samostatná složka)

Příloha D Výkresy sestavení (viz samostatná složka)

SAMOSTATNÉ PŘÍLOHY**Příloha A**Vnitřní kolo – uložení ve skříní, kóta $\varnothing 58$ e7Vnější kolo – uložení ve skříní, kóta $\varnothing 106$ e8

Vnější kolo – poloměr zubu, kóta $R15,18 \pm 0,02$

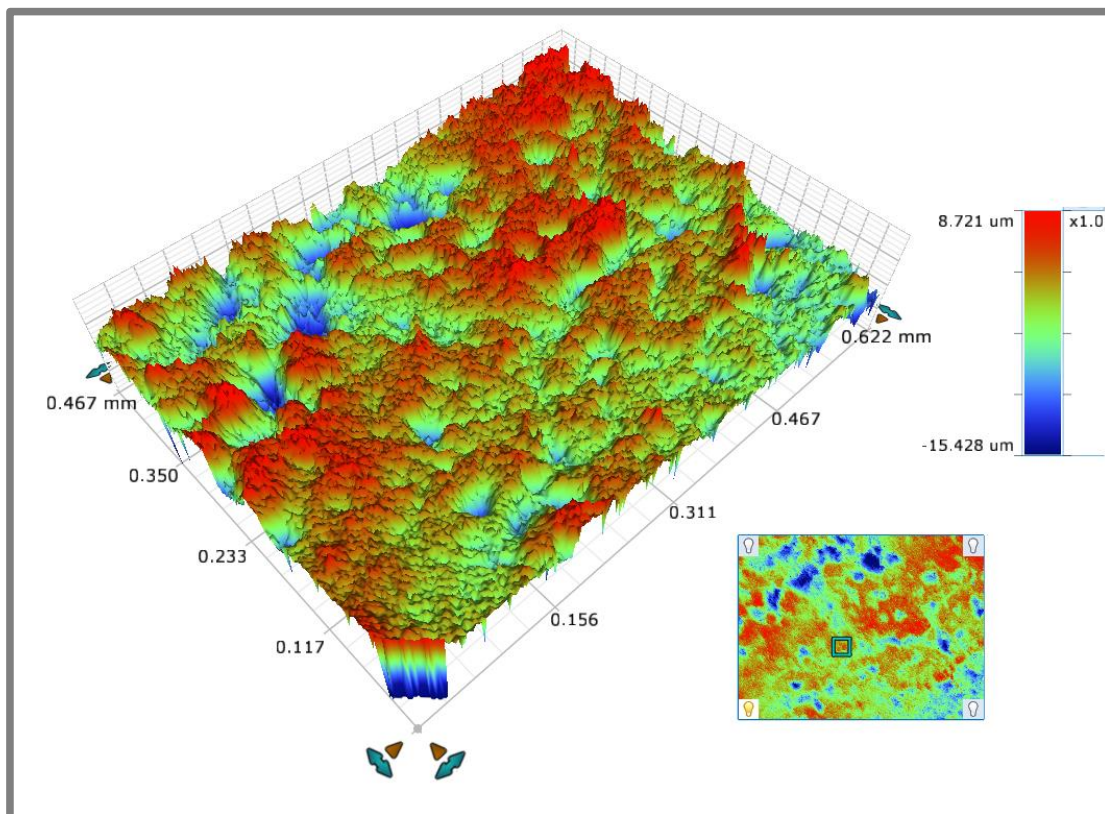


Příloha B

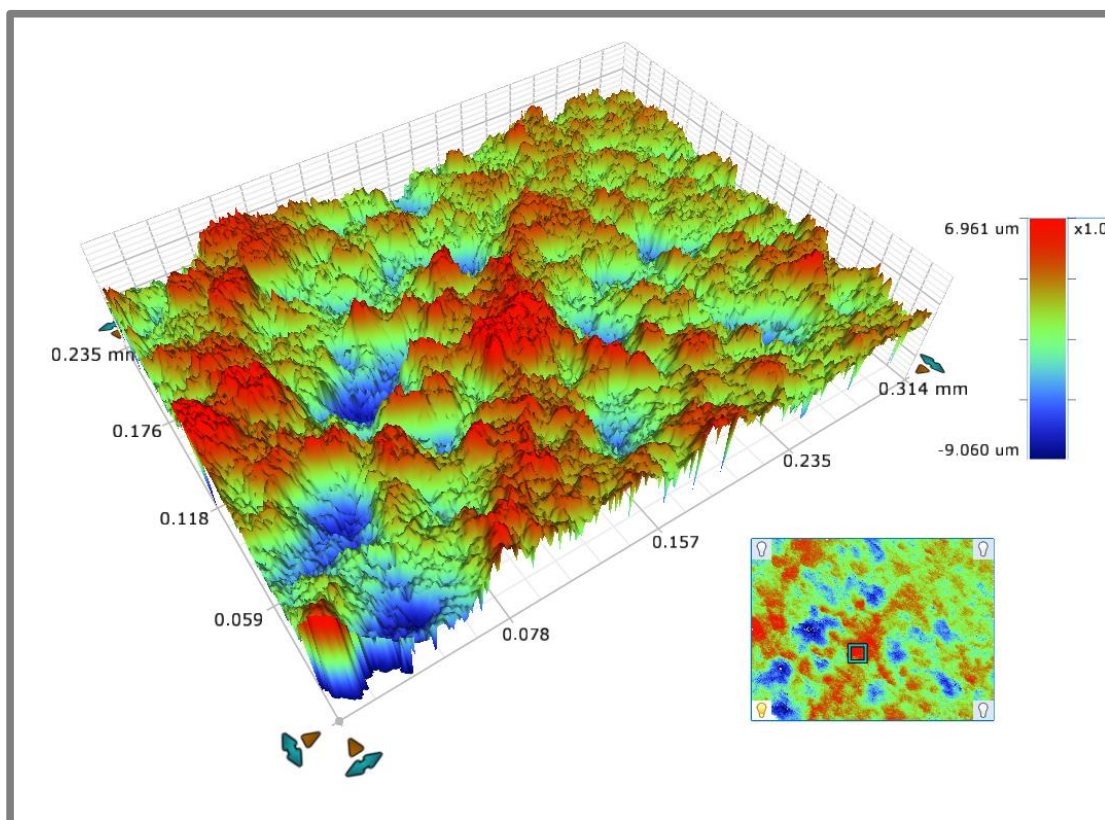
Měření probíhalo na různých místech profilu kol při různých zvětšeních.

Měření před testováním čerpadla:

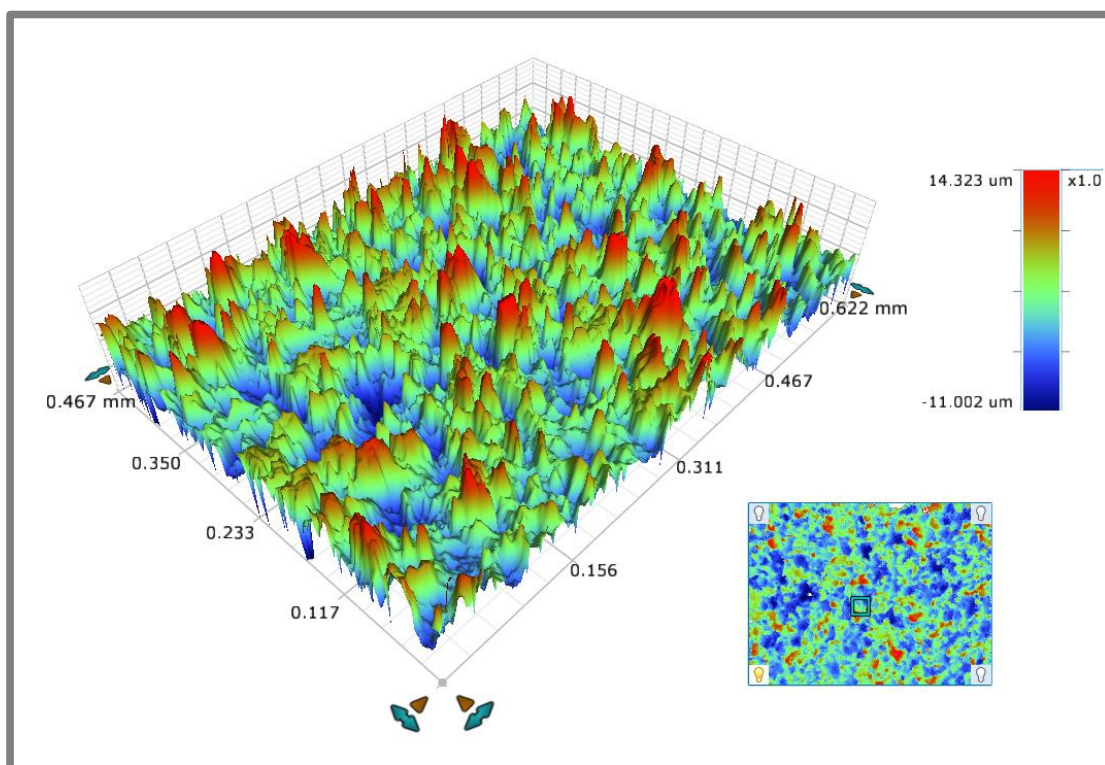
Profil vnějšího kola, zvětšení 5×, $Ra = 2,13 \mu\text{m}$



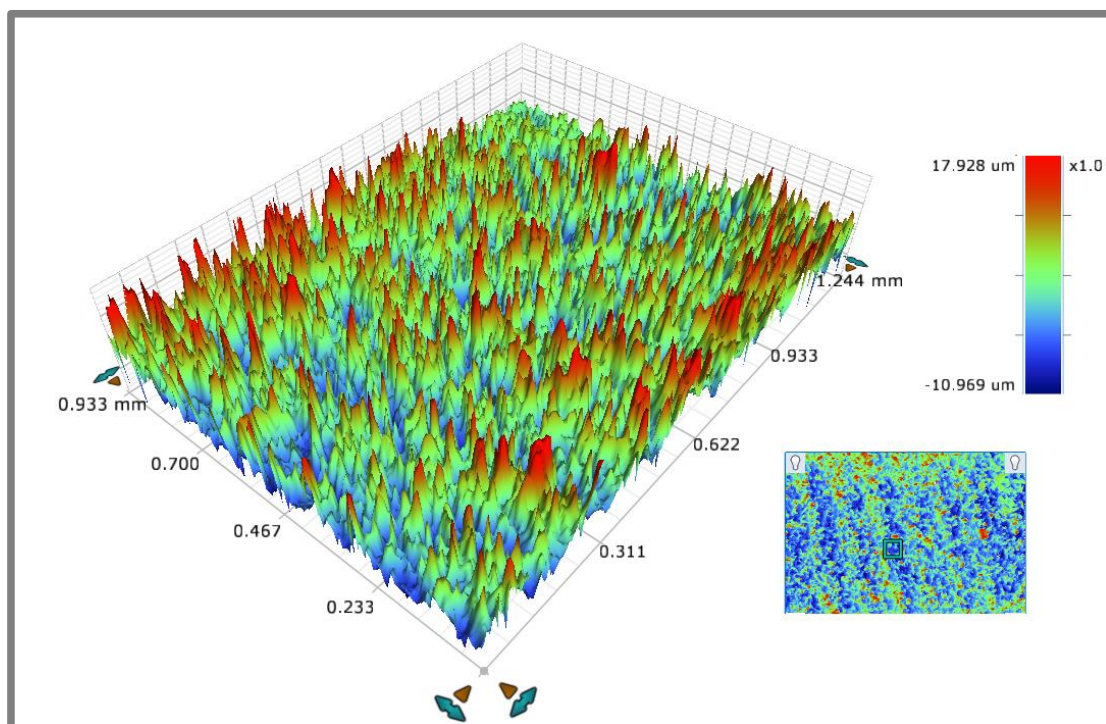
Profil vnějšího kola, zvětšení 20×, $Ra = 1,72 \mu\text{m}$



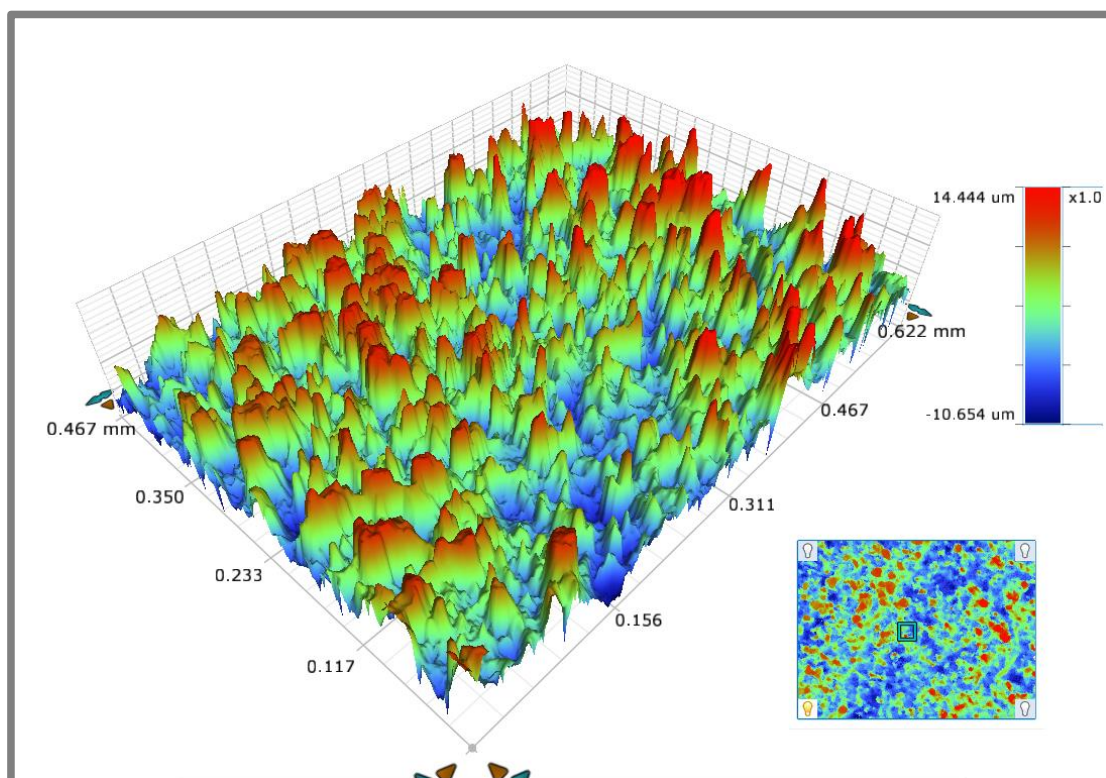
Profil vnitřního kola, zvětšení 10×, $Ra = 2,76 \mu\text{m}$



Profil vnitřního kola, zvětšení 10×, $Ra = 3,37 \mu\text{m}$

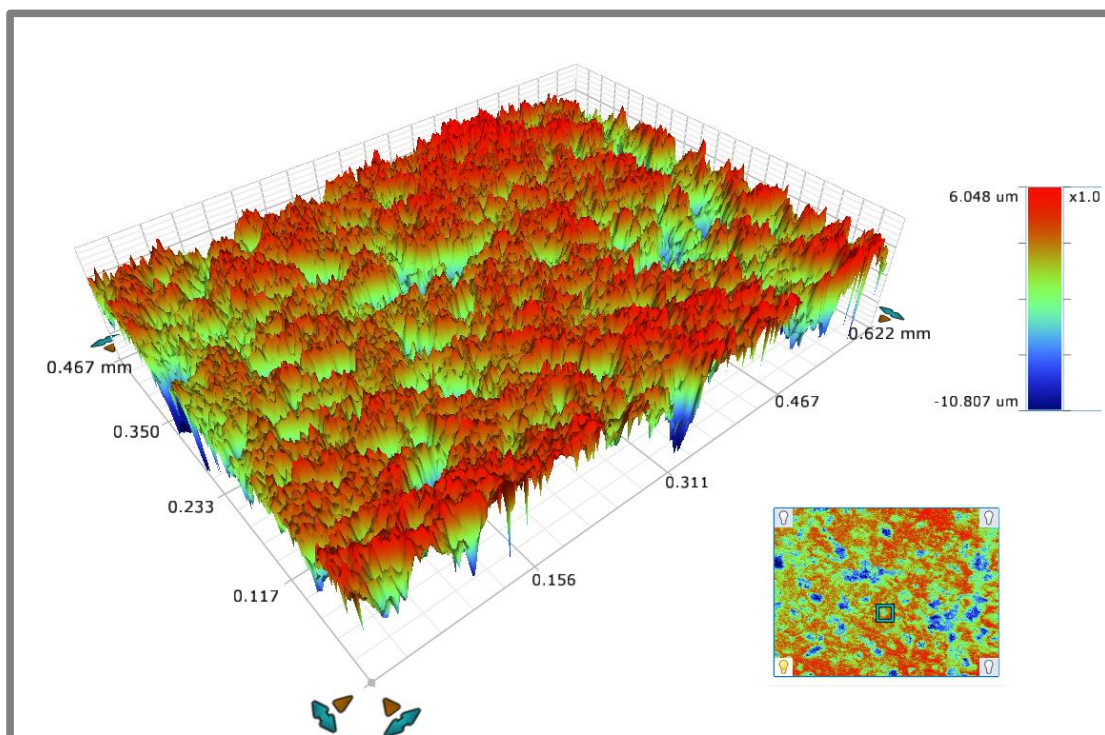


Profil vnitřního kola, zvětšení 10×, $Ra = 3,28 \mu\text{m}$

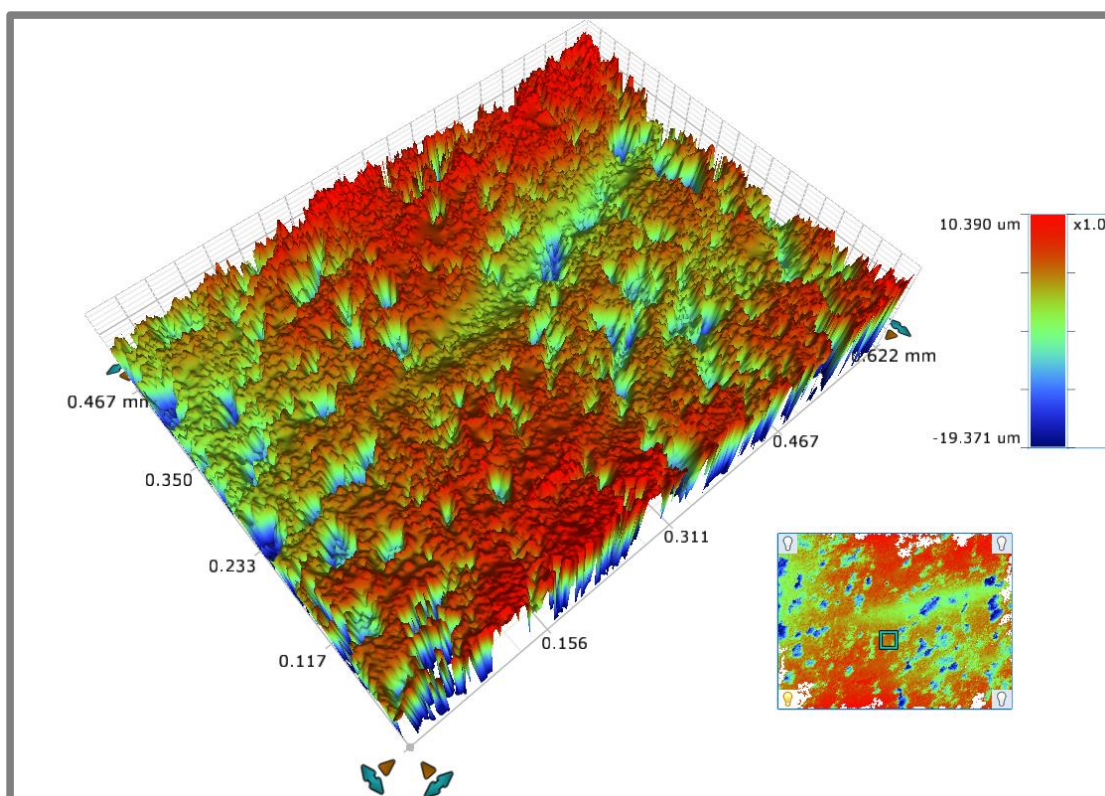


Měření po testování čerpadla:

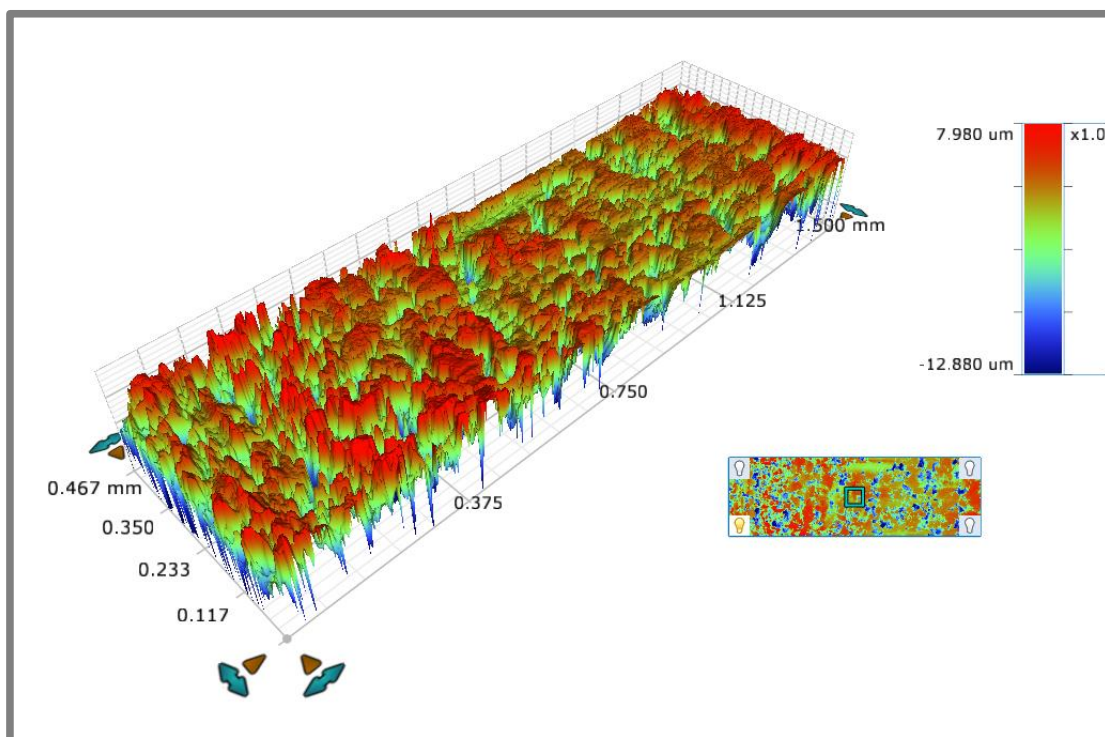
Profil vnějšího kola, zvětšení 10×, $Ra = 1,75 \mu\text{m}$



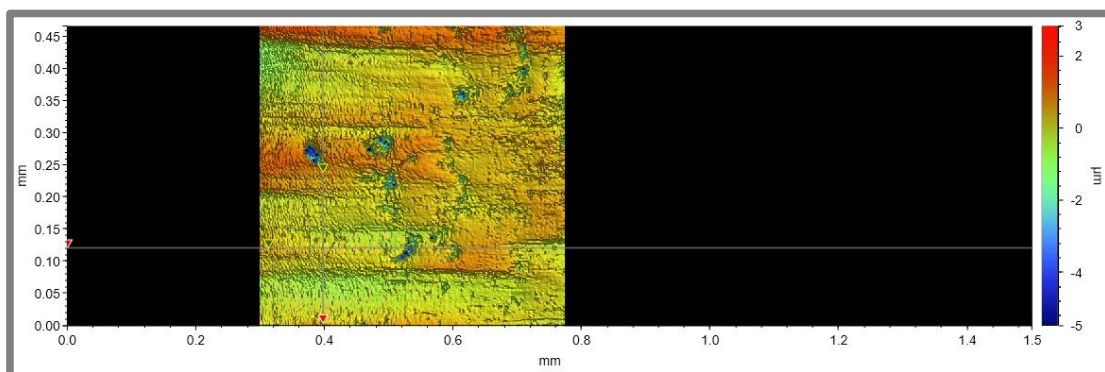
Profil vnějšího kola, zvětšení 10×, $Ra = 2,65 \mu\text{m}$



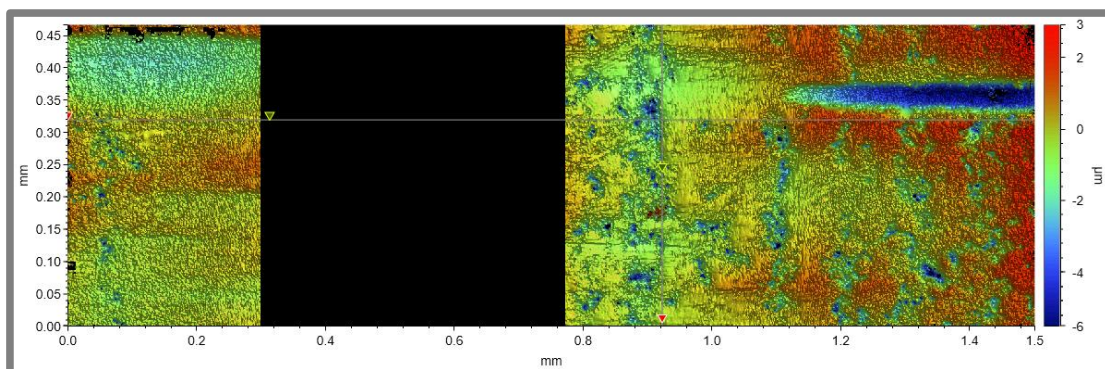
Profil vnitřního kola – nezáběrná strana zubu, zvětšení 10×, $Ra = 2,12 \mu\text{m}$



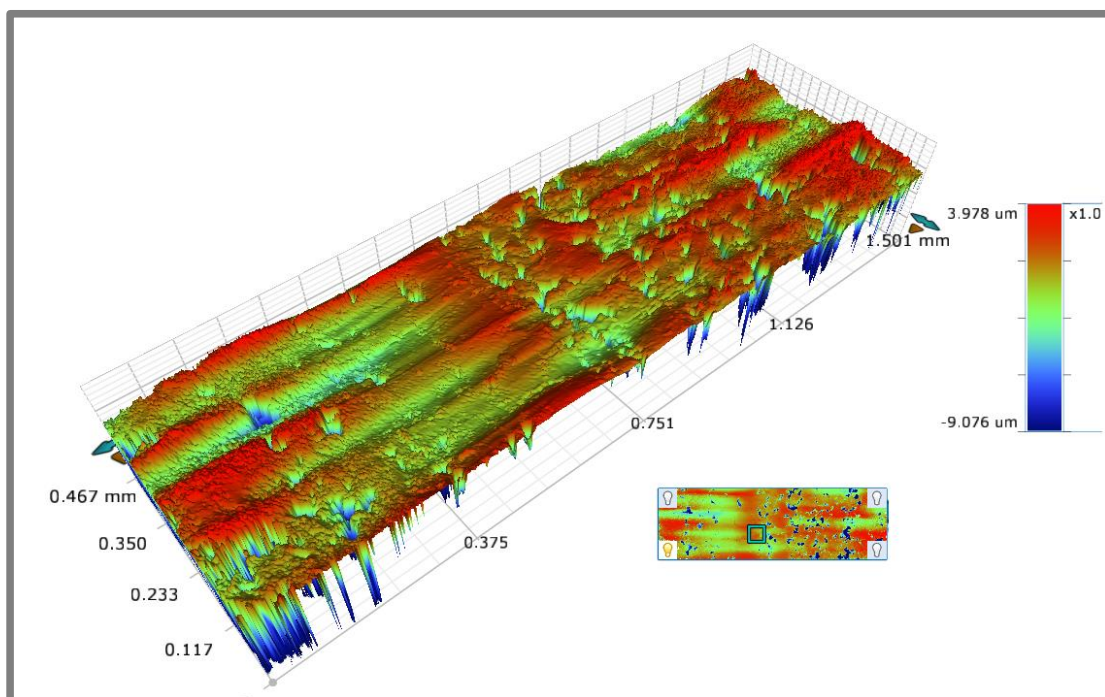
Vyhodnocení oblastí vzorku viz obr. 54, 55 – zvětšení 10×, $Ra = 0,41 \mu\text{m}$



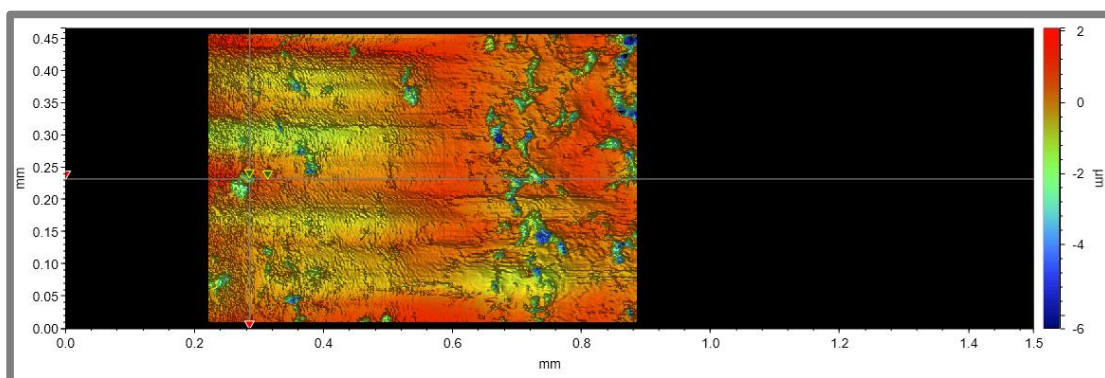
Tentýž vzorek – zvětšení 10×, $Ra = 0,73 \mu\text{m}$



Profil vnitřního kola, zvětšení 10×, $Ra = 0,65 \mu\text{m}$



Vyhodnocení oblastí, zvětšení 10×, $Ra = 0,5 \mu\text{m}$



Zvětšení 10×, $Ra = 0,75 \mu\text{m}$

